

Konzeption eines Rankine-Prozesses für den transienten Betrieb im Omnibus

Von der Fakultät für Maschinenbau
der Technischen Universität Carolo-Wilhelmina zu Braunschweig

zur Erlangung der Würde

eines Doktor-Ingenieurs (Dr.-Ing.)

genehmigte Dissertation

von: Philipp Ebeling geb. Petr
aus: Landsberg am Lech

eingereicht am: 28.05.2018
mündliche Prüfung am: 02.04.2019

Gutachter: Prof. Dr.-Ing. Jürgen Köhler
Prof. Dr.-Ing. Dieter Brüggemann

Danksagung

Die vorliegende Arbeit entstand während meiner Tätigkeit als wissenschaftlicher Mitarbeiter am Institut für Thermodynamik der Technischen Universität Braunschweig. Während dieser Zeit durfte ich an einigen spannenden Projekten mitwirken und dabei sehr viel Wissen und Erfahrung sammeln. Dafür bin ich sehr dankbar.

Die Dissertation ist das Ergebnis der mir frei gewährten Zielsetzung, ein möglichst effektives Abwärmenutzungssystem für Nutzfahrzeuge ausgehend von einem leeren Blatt Papier zu konzipieren. Der Weg bis zur letzten Fassung war mit einigen Sackgassen und Hindernissen verbunden, den ich letztlich nur mit Unterstützung erfolgreich beschreiten konnte. Diesen Menschen möchte ich hiermit danken.

Zunächst bedanke ich mich ganz herzlich bei Herrn Prof. Dr.-Ing. Jürgen Köhler für die Betreuung meiner Arbeit, die fachlichen Diskussionen und die inhaltliche Freiheit über die ganze Zeit hinweg. Prof. Dr.-Ing. Dieter Brüggemann danke ich für die Übernahme des Zweitgutachtens. Prof. Dr.-Ing. Ferit Küçükay gebührt Dank für die Übernahme des Vorsitzes der Prüfungskommission.

Ohne die enge, unkomplizierte und konstruktive Zusammenarbeit mit TLK-Thermo wären die vielfältigen Forschungsprojekte am Institut für Thermodynamik rund um die Optimierung dynamischer thermischer Systeme nicht in dieser Tiefe darstellbar. Niko Lemke und Willi Tegethoff schaffen mit sehr viel Leidenschaft und Hingabe diese fachlich, aber auch menschlich erfolgreiche Symbiose. Auch ich habe für diese Arbeit vom Erfahrungsschatz, von konstruktiven Diskussionen und von weiterentwickelten mathematischen Modellen und Software profitiert. Mein herzlicher Dank hierfür gilt daher allen voran den beiden Christians, Niko, Norbert, René, Roland, Sven und Willi.

Meinen langjährigen Mitstreitern am Institut, den drei Andreassen, Julia, Maren, Michael, Max, Ragnar, Steffen, Thomas und Tian danke ich für die Gemeinschaft, die Hilfsbereitschaft und die tollen Momente in- und außerhalb der Hans-Sommer-Straße.

Meine Dankbarkeit gegenüber meiner Familie, insbesondere meiner Frau Lotta, kann ich nicht in Worte fassen.

Braunschweig im Oktober 2019

Philipp Ebeling

Kurzfassung

Durch die Rekuperation ungenutzter Abgasexergie mit einem Rankine-Prozess kann der Kraftstoffverbrauch von verbrennungsmotorisch betriebenen PKW oder Nutzfahrzeugen im Bereich von 2 bis 6 % reduziert werden. Dies wurde in zahlreichen wissenschaftlichen Arbeiten rechnerisch ermittelt. Trotz des Potentials befinden sich keine integrierten Abwärmenutzungssysteme in Serie. Ein Grund ist die hohe Komplexität bei der einhergehenden Entwicklung einer leistungsoptimierten Betriebs- und Regelstrategie und der Komponenten, verursacht durch die im Fahrbetrieb schnell wechselnden Randbedingungen. Ein nicht leistungsoptimaler Betrieb und hohe Komponentenkosten gefährden aktuell die Wirtschaftlichkeit des Systems. Eine Erhöhung des Rekuperationspotentials kann der Technologie zum Durchbruch verhelfen. Dazu müssen bei der Konzeption eines leistungsoptimierten Prozesses alle Konzeptparameter ausgehend von einer Regel- und Betriebsstrategie, die Prozessführungsgrößen kontinuierlich optimiert, evaluiert werden. Dies wurde in den wissenschaftlichen Arbeiten bislang nicht verfolgt. Hier setzt diese Arbeit an.

Ziel der Arbeit ist die Konzeption eines Rankine-Prozesses für einen Omnibus unter Berücksichtigung einer für die jeweils vorherrschenden Randbedingungen und Systemzustände optimierten Prozessführung. Im ersten Schritt werden geeignete Arbeitsmedien mit stationären Optimierungsrechnungen für ein großes Intervall an Wärmequellentemperaturen bei einer Vielzahl unterschiedlicher Kreisprozessparameter selektiert. Die unterschiedlichen Auswirkungen von Komponentenverlusten auf die Systemleistung und die Prozessführung wird durch umfassende Parameterstudien für ausgewählte Arbeitsmedien erläutert. Durch die verallgemeinernde Prozessbeschreibung sind die Erkenntnisse auch auf andere Anwendungsbereiche übertragbar. Die Bewertung verschiedener Varianten des Abgaswärmeübertragers erfolgt mit physikalisch motivierten Modellen in transienten Fahrzyklussimulationen unter kontinuierlicher Optimierung der Prozessführungsgrößen. Das Potential zur Kraftstoffverbrauchssenkung im Omnibus wird für drei verschiedene Fahrzyklen ermittelt. Mit Exergieanalysen werden die Vorteile der entwickelten Betriebsstrategie gegenüber invariablen Prozessführungen dargestellt. Für den konzipierten Rankine-Prozess mit dem Arbeitsmedium Cyclopentan wird eine Senkung des Kraftstoffverbrauchs von 5,8 bis 8,1 % prognostiziert. Dabei sind die Potentiale gegenüber einer invariablen Prozessführung abhängig vom Fahrprofil und den Prozessführungsgrößen um bis zu 38 % höher.

Inhalt

1	Rankine-Prozesse in mobilen Anwendungen.....	1
1.1	Der einfache Rankine-Prozess mit internem Wärmeübertrager.....	3
1.2	Einfluss der Prozessführung auf den Nutzungsgrad, den exergetischen Prozess- und den exergetischen Systemwirkungsgrad.....	5
1.3	Ziele der Arbeit und Stand der Wissenschaft.....	7
1.4	Fazit der Literaturrecherche, wissenschaftliche Beiträge der Arbeit und Vorgehen.....	17
2	Exergetische Systemwirkungsgrade von Rankine-Prozessen unterschiedlicher Arbeitsmedien bei optimierter Prozessführung	19
2.1	Beschreibung des stationären Rankine-Prozess-Modells.....	19
2.2	Bewertung von Arbeitsmedien bei verschiedenen Abwärmequellentemperaturen für drei Szenarien	23
3	Auswirkungen von Komponentenverlusten auf den exergetischen Systemwirkungsgrad und auf die optimalen Prozessführungsgrößen	33
3.1	Verteilung optimaler Prozessführungsgrößen.....	34
3.2	Beiträge der Komponenten am Gesamtverlust.....	38
3.3	Sensitivitätsanalyse für Rankine-Prozesse mit R-1233zd(E).....	45
3.4	Sensitivitätsanalyse für Rankine-Prozesse mit Cyclopentan	49
3.5	Sensitivitätsanalyse für Rankine-Prozesse mit Ethanol	51
4	Konzeption eines Rankine-Prozesses für einen typischen Omnibus	53
4.1	Beschreibung des dynamischen Omnibusmodells.....	53
4.2	Betrachtete Fahrzyklen und Randbedingungen	56
4.3	Simulierte Abwärmeprofile	57
4.4	Mittlere exergetische Wirkungsgrade verschiedener Arbeitsmedien.....	60
4.5	Kenngrößen zur Vorauslegung von Kreisprozesskomponenten.....	63
4.6	Referenz-Zustände zur Ermittlung des Potentialverlusts durch invariable Prozessführung.....	68
4.7	Festlegung des Arbeitsmediums und konzeptionelle Integration des Rankine-Prozesses.....	71

5	Detaillierte Analyse und Bewertung verschiedener Abgaswärmeübertrager-Varianten	73
5.1	Beschreibung des dynamischen Kreisprozess- und Wärmeübertragermodells.....	73
5.2	Regelungskonzept und Betriebsstrategie.....	75
5.3	Randbedingungen und Parametervariation	78
5.4	Wärmeübertrager-Charakteristik bei unterschiedlichen Lastfällen.....	80
5.5	Bewertung von Werkstoffvarianten mit Edelstahl und Aluminium	82
5.6	Bewertung unterschiedlicher Flächenverhältnisse.....	85
5.7	Potential der Strömungsquerschnittsverengung für den Vorwärmteil des Wärmeübertragers	86
5.8	Variation der Position des Strömungsquerschnittwechsels	88
5.9	Zusammenfassung und Fazit.....	89
6	Potenzial zur Kraftstoffverbrauchssenkung im Omnibus.....	91
6.1	Analyse der Wechselwirkungen des Rankine-Prozesses mit anderen Systemen des Gesamtfahrzeugs.....	91
6.2	Potential der variablen gegenüber konstanten Prozessführungen	93
6.3	Exergieanalyse des Gesamtfahrzeugs in virtuellen Testfahrten.....	95
7	Zusammenfassung und Ausblick	98
A	Literaturverzeichnis.....	103
B	Symbolverzeichnis.....	109
C	Abbildungsverzeichnis.....	112
D	Tabellenverzeichnis	119
E	Exergetische Systemwirkungsgrade	120
F	Bewertete Arbeitsmedien.....	123
G	Schätzung des Potentialverlusts durch invariable Prozessführung für R-1233zd(E), Cyclopentan und Ethanol im WHVC und ETC	124

1 Rankine-Prozesse in mobilen Anwendungen

Der maximale thermische Wirkungsgrad von Verbrennungskraftmaschinen liegt heute ungefähr bei 37 % für PKW-Ottomotoren und 47 % für Nutzfahrzeug-Dieselmotoren [1]. Damit ist er dem des idealen Verbrennungsmotors nahe. Strengere Abgasnormen stehen allerdings zunehmend im Konflikt mit innermotorischen Maßnahmen zur weiteren Reduzierung des Kraftstoffverbrauchs [2]. Zum einen muss die Regelung der Kraftstoffeinspritzung hin zu geringeren Abgasrohmissionen verändert werden. Zum anderen erfordern die chemischen Reaktionen in den Systemen der Abgasnachbehandlung oder die Pyrolyse des Dieselpartikelfilters ausreichend hohe Temperaturen, die je nach Lastpunkt nur durch eine zusätzliche Kraftstoffeinspritzung in den Auslasstakt oder durch elektrische Zusatzheizungen erreicht werden können [2]. Vielversprechende Maßnahmen zur Senkung des Kraftstoffverbrauchs fokussieren daher auf der Reduzierung der notwendigen Antriebsleistung der Verbrennungskraftmaschine. Diese setzen bei den größten Nebenverbrauchern oder Verlustenergieströmen an. In Omnibussen bspw. stellt die Heiz-Klima-Anlage einen bedeutenden Nebenverbraucher dar. Das Potential zur Senkung des Kraftstoffverbrauchs effizienterer Kälteanlagen und besserer Regel- und Betriebsstrategien konnte mit bis zu 7,5 % errechnet werden [3]. Bremsenergieverluste können durch eine Hybridifizierung des Antriebsstranges in elektrische Energie gewandelt, gespeichert und wieder zum Vortrieb eingesetzt werden. Die größten Verlustenergieströme für alle verbrennungsmotorisch angetriebenen Fahrzeuge sind die Wärme- bzw. Enthalpieströme, die bei der Verbrennung entstehen. Während die über das Kühlsystem abgeführte thermische Energie für die Heizung des Fahrgastraums verwendet werden kann, wird die thermische Energie des Abgases nach der Abgasnachbehandlung ungenutzt an die Umgebung abgegeben. Betrachtet man die Exergie des Abgases - also der Teil der Energie, der gegenüber des Umgebungszustands Arbeit leisten kann - wird ersichtlich, dass die Verwertung trotz verlustbehafteter Wandlungsprozesse lohnend sein kann. Im Gegensatz hierzu ist die Exergie des Kühlsystems aufgrund des geringeren Temperaturniveaus klein, obwohl die eingetragene Gesamtenergie größer ist (Abbildung 1.1). Zur Nutzung der Abgasenthalpie werden seit mehreren Jahren Systeme erforscht und entwickelt, die auf verschiedenen physikalischen Prinzipien basieren. Die erfolgversprechendsten Systeme sind thermoelektrische Generatoren [4], [5], Turbo Compounds [6] und Rankine-Prozesse. Letzteren werden die größten Wandlungswirkungsgrade zugesprochen [7].

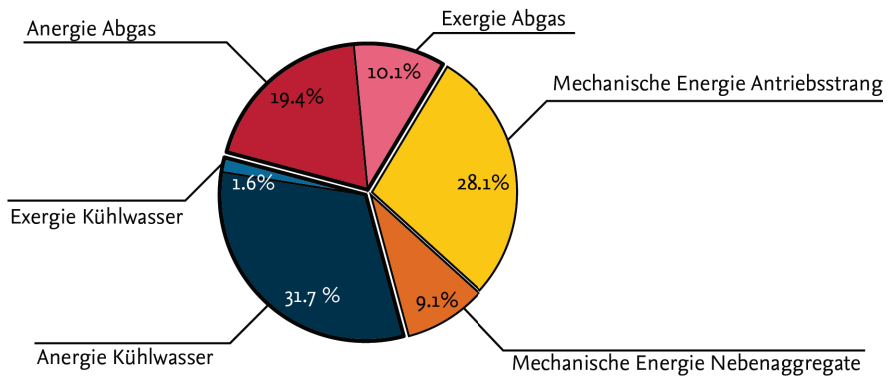


Abbildung 1.1: Durchschnittliche Energieanteile bei der Wandlung von Kraftstoffexergie in einem Verbrennungsmotor. Die Werte entstammen einer im Rahmen dieser Arbeit durchgeführten Referenzsimulation eines Omnibusmodells für den World Harmonized Vehicle Cycle (WHVC). Immerhin 10.1 % der eingesetzten Kraftstoffexergie (bezogen auf 20 °C Umgebungstemperatur) werden in Form von thermischer Exergie bislang ungenutzt an die Umgebung abgegeben.

Rankine-Prozesse für mobile Anwendungen sind aktuell nicht im Serieneinsatz. Die Markteinführung wird nach einer Veröffentlichung des Umweltbundesamts [8] und mündlichen Aussagen von Mitarbeitern verschiedener Fahrzeughersteller (Stand 2016) zwischen 2019 und 2023 erwartet. Die Gründe hierfür sind vielfältig. Erstens sind die Herausforderungen bei der Konzeption eines leistungsoptimierten Abwärmenutzungssystems vielschichtig und komplex. Sie lassen sich zwei Bereichen zuordnen, die in starkem Maße interagieren und großen Einfluss auf die Rekuperationsleistung haben. Zum einen den Konzeptparametern, wie beispielsweise die Wahl des Arbeitsmediums, die Entwicklung und Optimierung von Expansionsmaschinen- und Wärmeübertragerkonzepten, Verschaltungsvarianten des Kreisprozesses oder die konzeptionelle Integration des Rankine-Prozesses in das Fahrzeug. Zum anderen der Prozessführung, zu der die Entwicklung von Betriebsstrategien und der Entwurf führungsgenauer, robuster Regelstrategien zählen. In realen Fahrten variieren Abgastemperatur und -massenstrom stark. Deshalb erfordert ein leistungsoptimaler Betrieb eine variable Prozessführung, die den jeweils herrschenden Randbedingungen folgt. Die Auswirkungen veränderlicher Druck- und Temperaturniveaus müssen wiederum bei der Entwicklung der Kreisprozess-Komponenten berücksichtigt werden. Zweitens erfordern die Wechselwirkungen mit anderen Systemen des Fahrzeugs eine enge Zusammenar-

beit vieler Fahrzeugentwicklungsbereiche, was einen zusätzlichen, hohen Aufwand nicht zuletzt bei der Administration des Projekts bedeutet. Drittens gibt es kaum verfügbare serienreife Komponenten, die für den vorliegenden Temperatur- bzw. Leistungsbereich im geforderten Volumen- und Kostenrahmen gefertigt werden können. Letztlich gefährden ein nicht leistungsoptimaler Betrieb und hohe Komponentenkosten die Wirtschaftlichkeit des Systems. Eine Erhöhung der Rekuperationsleistung durch holistische Methoden bei der Optimierung der Komponentenparameter und der Regel- und Betriebsstrategie kann der Technologie somit zum Durchbruch verhelfen.

1.1 Der einfache Rankine-Prozess mit internem Wärmeübertrager

Der Rankine-Prozess basiert auf dem thermodynamischen Prinzip des Clausius-Rankine-Prozesses. Jedoch werden statt Wasser andere Arbeitsmedien eingesetzt, die entsprechend der Temperatur der Wärmequelle und anderer vielschichtiger Randbedingungen gewählt werden. Dieser Prozess wird der ursprünglichen Verwendung von organischen Arbeitsmedien nach auch Organic Rankine Cycle (ORC) genannt. Da diese Bezeichnung heute durch die Verwendung von Arbeitsmedien unterschiedlicher chemischer Klassen nicht mehr zutreffend ist, wird in dieser Arbeit der allgemeine Begriff des Rankine-Prozesses verwendet. Die Anwendungsbereiche des Rankine-Prozesses sind vielfältig, aber aufgrund individueller Gegebenheiten und des Einzelanlagencharakters bislang vor allem in (quasi-)stationären Anwendungen und Leistungsbereichen größer als 1 MW verbreitet. Im Buch von Macchi, Astolfi et al. [9] wird die Theorie und der aktuelle technische Stand von Rankine-Prozessen mit Fokus auf stationäre Prozesse umfassend beschrieben.

Die Komponenten und das Fließbild eines einfachen, idealisierten Rankine-Prozesses sind links in Abbildung 1.2 dargestellt. In der Pumpe wird das Arbeitsmedium im flüssigen Aggregatzustand vom Verflüssigungsdruck p_1 auf das höhere Verdampfungsdruckniveau p_2 gebracht. Im Wärmequellenwärmeübertrager wird das Arbeitsmedium isobar erwärmt, verdampft und, abhängig von der gewählten Prozessführung, überhitzt. In dieser Arbeit wird dieses Bauteil vereinfachend als Verdampfer bezeichnet. Das dampfförmige Arbeitsmedium wird anschließend in einer Expansionsmaschine auf Verflüssigungsdruckniveau entspannt. Dabei wird ein Teil der inneren Energie in mechanische Energie umgewandelt, welche direkt genutzt oder über einen Generator in elektrische Energie umgewandelt werden kann. Im Verflüssiger kondensiert das Arbeitsmedium. Die Wärmeenergie muss über ein Kühlmedium abgeführt oder direkt an die Umgebung abgegeben werden. Dadurch ist der Kreisprozess geschlossen.

Gute Betriebs- und Regelstrategien können Funktionen einzelner Rankine-Prozess-Varianten kompensieren, weshalb die beschriebene Prozessstopologie als Grundprozess dieser Arbeit festgelegt wird.

1.2 Einfluss der Prozessführung auf den Nutzungsgrad, den exergetischen Prozess- und den exergetischen Systemwirkungsgrad

Im Rahmen dieser Arbeit ist die Prozessführung durch die beiden Prozessführungsgrößen Druck p_4 und Enthalpie h_4 (häufig aber auch durch die Überhitzung $T_{\text{Überhitzung}}$) des Arbeitsmediums am Eintritt in die Expansionsmaschine definiert. Sie bestimmt neben dem Nutzungsgrad auch den exergetischen Wirkungsgrad des Kreisprozesses.

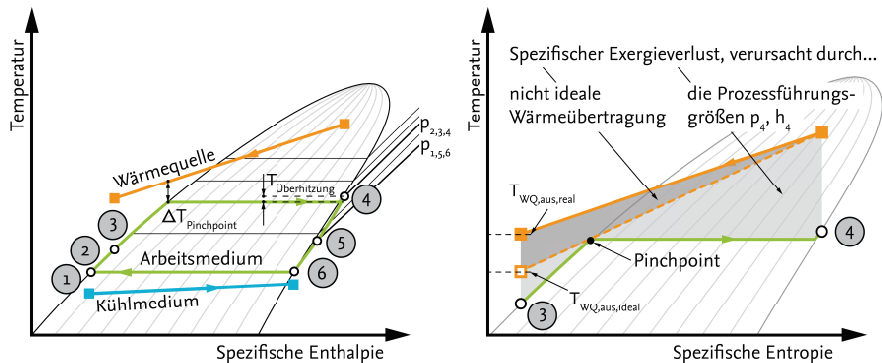


Abbildung 1.3: Zustände des Arbeitsmediums im T-h-Diagramm (links) und im T-s-Diagramm (rechts). Unvermeidbare Exergieverluste ergeben sich aus der Wahl der Prozessführungsgrößen. Eine Pinchpoint-Temperaturdifferenz größer als Null indiziert Exergieverluste durch nicht ideale Wärmeübertragung.

In Abbildung 1.3 sind Zustände des Arbeitsmediums im Temperatur-Enthalpie- bzw. im Temperatur-Entropie-Diagramm eingezeichnet. Im rechten Diagramm ist zu sehen, dass der Enthalpiestrom der Wärmequellen bedingt durch den zweiten Hauptsatz der Thermodynamik selbst bei einem idealen Wärmeübertrager nicht auf die Eintrittstemperatur des Arbeitsmediums abgekühlt wird. Ein Teil des Exergiestroms tritt dadurch ungenutzt aus dem Wärmeübertrager aus.

Das Verhältnis aus der dem Arbeitsmedium über den Verdampfer zugeführten Exergie $\Delta \dot{E}_{34}$ und dem Eintrittsexergiestroms der Wärmequelle \dot{E}_{WQ} ist in dieser Arbeit der Nutzungsgrad der Abwärmequelle κ_{WQ} :

$$\kappa_{WQ} = \frac{\Delta \dot{E}_{34}}{\dot{E}_{WQ}} = \frac{\dot{m}_{AM} \cdot [(h_4 - h_3) - T_{Um,g}(s_4 - s_3)]}{\dot{m}_{WQ} \cdot [(h_{WQ,ein} - h_{WQ,Umg}) - T_{Um,g}(s_{WQ,ein} - s_{WQ,Umg})]} \quad 1.1$$

In dieser Definition wird als Bezugsgröße die tatsächliche Exergieerhöhung des Arbeitsmediums verwendet, um Verluste der Kreisprozesskomponenten auf die wandelbare Exergie beziehen zu können. Der Dissipationsverlust, der selbst bei einem idealen Wärmeübertrager erheblich sein kann, ist folglich im Nutzungsgrad einbegriffen. Dieser Verlust wird durch die Prozessführung limitiert und kann daher nicht als Gütekriterium des Wärmeübertragers verwendet werden. Eine abstrakte Größe, die sich als Gütekriterium eignet, ist die Pinchpoint-Temperaturdifferenz. Je geringer die Differenz bei gleichen Betriebsbedingungen, desto besser der Wärmeübertrager. Der Pinchpoint ist die Position im Wärmeübertrager, bei der die Temperaturdifferenz zwischen den beiden Medien am geringsten ist (vgl. Abbildung 1.3, links). Die Bilanzgrenze für die Definition des Nutzungsgrads ist folglich die Wand des arbeitsmediumführenden Kanals. Der Nutzungsgrad ist somit ein Maß für exergetische Effizienz der Wärmenutzung für die jeweilige Prozessführung.

Ist die Eintrittstemperatur der Wärmequelle niedriger als die kritische Temperatur des Arbeitsmediums, bestimmt die Prozessführung den Nutzungsgrad der Abwärmequelle. Je höher der Druck p_4 bzw. die Enthalpie h_4 , desto geringer ist der Nutzungsgrad. Anders verhält es sich mit dem exergetischen Wirkungsgrads des Rankine-Prozesses. Hier gilt bei konstant bleibenden Komponentenverlusten, dass eine Erhöhung von Druck p_4 und Enthalpie h_4 zu höheren exergetischen Prozesswirkungsgraden führt. Der exergetische Prozesswirkungsgrad η_{RP} ist das Maß für die Effizienz, mit welcher die zugeführte Exergie $\Delta \dot{E}_{34}$ durch den Kreisprozess in Nutzenergie P_{netto} gewandelt wird:

$$\eta_{RP} = \frac{P_{netto}}{\Delta \dot{E}_{34}} = \frac{(h_4 - h_5) - (h_2 - h_1)}{(h_4 - h_3) - T_{Um,g}(s_4 - s_3)} \quad 1.2$$

Die Nettoleistung des Rankine-Prozesses P_{netto} ist die Differenz aus der Leistung der Expansionsmaschine und der aufzuwendenden Pumpenleistung:

$$P_{netto} = P_{Exp} - P_{pumpe} \quad 1.3$$

Der exergetische Systemwirkungsgrad η_{system} sagt aus, wieviel mechanische oder elektrische Leistung aus der zur Verfügung stehenden Exergie der Abwärmequelle gewonnen wird und ist somit ein normiertes Maß für die erwartete Leistung des Systems. Der Vorteil der Definitionen des Nutzungsgrads κ_{WQ} und des exergetischen Wirkungsgrads des Rankine-Prozesses η_{RP} ist, dass sich der exergetische Gesamtsystemwirkungsgrad η_{system} auch als Produkt der beiden ausdrücken lässt (Gleichung 1.4). Er eignet sich daher als zu optimierende Größe zur Potentialbewertung der Arbeitsmedien und zur Verlustanalyse.

$$\eta_{System} = \frac{P_{netto}}{\dot{E}_{WQ}} = \kappa_{WQ} \cdot \eta_{RP} \quad 1.4$$

In Abbildung 1.4 ist die Exergiebilanz schematisch dargestellt. Der Transit-Exergiestrom im Verdampfer wird zusammen mit den Dissipationsverlusten den indirekt äußeren Verlusten zugeordnet. Der Verflüssigungsexergiestrom wird ebenfalls als Verlust betrachtet.

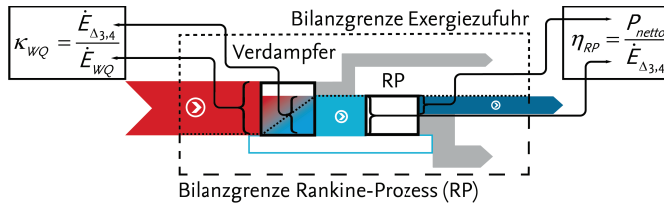


Abbildung 1.4: Bilanzierung des Abwärmenutzungsprozesses. Die Bezugsgröße für den Wirkungsgrad des Rankine-Prozesses (RP) ist die tatsächliche Exergieerhöhung des Arbeitsmediums im Verdampfer.

1.3 Ziele der Arbeit und Stand der Wissenschaft

Zahlreiche wissenschaftliche Arbeiten thematisieren Rankine-Prozesse für Fahrzeug-Anwendungen. Um den aktuellen Stand der Wissenschaft in Bezug zu dieser Arbeit setzen zu können, werden Ziele bereits an dieser Stelle definiert. Der wissenschaftliche Beitrag dieser Arbeit wird anschließend in Kapitel 1.4 formuliert.

Ziele der Arbeit

Ziel der Arbeit ist die Konzipierung eines leistungsoptimierten Rankine-Prozesses für einen Omnibus unter Berücksichtigung einer für die jeweils vorherrschenden Randbedingungen und Systemzustände optimierten Prozessführung. Daraus ergeben sich folgende Teilziele:

- Ermittlung maximaler exergetischer Systemwirkungsgrade für Rankine-Prozesse unterschiedlicher Arbeitsmedien für ein großes Intervall an Wärmequellentemperaturen bei einer Vielzahl unterschiedlicher Kreisprozessparameter
- Analyse der Auswirkungen von Komponentenverlusten auf den exergetischen Systemwirkungsgrad und die Prozessführung
- Potentialprognose von Rankine-Prozessen mit verschiedenen Arbeitsmedien zur Abwärmenutzung im Omnibus bei mehreren Fahrprofilen

- Entwicklung einer Betriebs- und Regelstrategie zur kontinuierlichen Optimierung und Regelung von Prozessführungsgrößen zur Leistungsmaximierung
- Bewertung verschiedener Varianten des Abgaswärmeübertragers in transienten Kreisprozesssimulationen
- Durchführung und Analyse von virtuellen Testfahrten mit einem Omnibus und dem konzipierten Abwärmenutzungssystem in mehreren Fahrprofilen
- Vergleich der kontinuierlich optimierten Prozessführung mit optimierten, aber invariablen Prozessführungen

Stand der Wissenschaft bei der Konzeption von Abwärmenutzungssystemen bei transienten Randbedingungen auf Basis eines gesamtheitlichen Ansatzes

Zur Einordnung dieser Arbeit wird in diesem Abschnitt der Stand der Wissenschaft bzgl. der Konzipierung eines Abwärmenutzungssystems für Fahrzeuge auf Basis eines gesamtheitlichen Ansatzes detailliert zusammengefasst. Der gesamtheitliche Ansatz bezieht sich hier auf die simultane Optimierung von Komponentenparametern und Betriebs- und Regelstrategie.

Grelet et al. [12], [13] haben Ergebnisse ihres Entwicklungsprojekts für ein Abwärmenutzungssystem eines Schwerlast-LKWs unter Beteiligung von Volvo Trucks vorgestellt. Kernthemen der Veröffentlichung sind die Methodik zur Wahl eines geeigneten Arbeitsmediums und die Bewertung verschiedener Prozesskonfigurationen anhand transientser Zyklusimulationen. Für die Bewertung von 13 geeignet erachteter Arbeitsmedien wird ein o-D-Modell eines Rankine-Prozesses mit einer Wärmequelle und ohne internem Wärmeübertrager erstellt. Die Studie wird für isentrope Wirkungsgrade der Expansionsmaschine von 0.70 und der Pumpe von 0.65 sowie einer Pinchpoint-Temperaturdifferenz im Verdampfer von 10 K durchgeführt. Das maximale Druckverhältnis zwischen oberem und unterem Prozessdruck ist 40:1, eine überkritische Prozessführung wird dadurch nicht ausgeschlossen. Druckverluste werden in dieser Betrachtung vernachlässigt. Bewertet werden Verflüssigungstemperaturen zwischen 60 und 90 °C unter der Voraussetzung, dass ein Verflüssigungsdruck von 1 bar nicht unterschritten wird. Die Bewertung erfolgt anhand von 13 unterschiedlich gewichteten Fahrzuständen, die verschiedene Enthalpieströme in AGR und Hauptabgasstrang definieren. Die Abgastemperaturen in den Fahrzuständen betragen zwischen 213 und 635 °C, die Abgasmassenströme zwischen 0.032 und 0.353 kg/s. Mit Hilfe des o-D-Modells wird eine Optimierung der Nettoleistung im höchstgewichteten Fahrzustand durchgeführt. Die beiden Optimierungsparameter sind der Eintrittsdruck in die Expansionsmaschine und der Arbeitsmediummassenstrom. Sie bestimmen die Prozessführung der

übrigen 12 Betriebspunkte. Die Bewertung der Arbeitsmedien erfolgt über die Anzahl der Top-5-Platzierungen für die jeweiligen Fahrzustände. Tatsächliche Leistungsunterschiede werden nicht in die Bewertung einbezogen. Für Abgastemperaturen unter 280 °C und einer Verflüssigungstemperatur von 60 °C werden R-1233zd(E) und Novec 649 als leistungsfähige Arbeitsmedien identifiziert. Für mittlere und hohe Motorlasten werden Aceton und Ethanol empfohlen. Wasser weist lediglich bei höchsten Motorlasten sehr gute Nettoleistungen auf. Generell wird durch eine Absenkung der Verflüssigungstemperatur von 90 auf 60 °C eine Erhöhung der Nettoleistung zwischen 11 und 15 % festgestellt. Für die Potentialbewertung des Abwärmenutzungssystems in transientem Betrieb wird Ethanol als Arbeitsmedium festgelegt. Der Auslegungspunkt für die Kreisprozesskomponenten ist der Zustand des Rankine-Prozesses im Fahrzustand mit der höchsten Gewichtung, nicht jedoch ein gesamter Fahrzyklus. Geregelt wird eine konstant gewählte Überhitzung am Verdampferaustritt über eine Veränderung des Massenstroms des Arbeitsmediums. Der obere Prozessdruck resultiert aus der Expansionsmaschinendrehzahl, die mechanisch an die Drehzahl der Verbrennungskraftmaschine gekoppelt ist, und dem Massenstrom des Arbeitsmediums. Eine Optimierung der Prozessführungsgrößen ist daher nicht möglich und wird lediglich für unterschiedliche Fahrzustände im Ausblick in Aussicht gestellt. Zur Untersuchung verschiedener Regelstrategien und Rekuperationspotentialen wird ein 1-D-Modell des Rankine-Prozesses entwickelt. Das transiente Modell besteht aus einem Finite-Volumen-Modell des Verdampfers und quasistationären, Kennfeld basierten Modellen der Pumpe und der Expansionsmaschine sowie des Verflüssigers. Die Komponentenmodelle sind durch stationäre Messergebnisse der Einzelkomponenten validiert. Grelet entwickelt und vergleicht mehrere Betriebs- und Regelstrategien für die Implementierung auf Steuergeräten. Dazu gehören Gain-Scheduled-PID-Regler, online parametrisierte PID-Regler über Gewichtung linearisierter Modelle, die Vorsteuerung mit einem nichtlinearen, dynamischen invertierten Verdampfermodell und eine lineare modellbasierte prädiktive Regelung. Bezogen auf den integrierten absoluten Fehler zeigt der Gain-Scheduled-PID-Regler die schlechteste Reglergüte, die Vorsteuerung die beste. Der integrierte absolute Fehler der anderen beiden Regelungsstrategien ist knapp doppelt so hoch wie die Vorsteuerung. In einer Gesamtfahrzeug-simulationsumgebung untersucht Grelet die Einbindung von Abwärme aus der Abgasrückführung (AGR) und dem Hauptabgasstrang, deren Seriell- bzw. Parallelintegration sowie die Abweichung von transients zu quasistationärer Simulation. Simulationsergebnisse in sieben Kaltstart-Fahrzyklen zeigen, dass eine parallele Anordnung der Verdampfer aus der AGR und dem Hauptabgasstrang das größte Rekuperationspotential verspricht. Das Verhältnis rekuperierter Energie zu mechanischer Motorenergie beträgt in dieser Konfigura-

tion durchschnittlich 4,11 %. Die quasistationäre Bewertung überschätzt das Rekuperationspotential aufgrund des in der Realität langen Aufheizverhaltens der Abgasnachbehandlungssysteme mit 7,19 % deutlich.

Pierobon et al. [14], [15] veröffentlichten eine Methode zur Konzeptoptimierung eines Abwärmenutzungssystems am Beispiel einer autarken Stromerzeugung für eine Off-Shore-Plattform. Für eine Gasturbine soll ein Abwärmenutzungssystem auf Basis eines Rankine-Prozesses konzipiert werden. Die Drehzahl der Expansionsmaschine des Rankine-Prozesses ist dabei an die Frequenz des elektrischen Wechselstromnetzes gebunden. Für die Konzeption wird das Rahmenwerk *DYNDES* entwickelt, das auf Basis stationärer Rankine-Prozess- und Komponentenmodelle eine Mehrzieloptimierung mittels eines genetischen Algorithmus ermöglicht. Für die Maximierung der Nettoleistung des Rankine-Prozesses werden konstruktive Parameter des Verdampfers und des internen Wärmeübertragers einhergehend mit der Optimierung der Prozessführungsgrößen Druck p_4 und Temperatur T_4 am Eintritt der Expansionsmaschine variiert. Randbedingungen für die Studie in einem einzelnen Lastpunkt der Gasturbine sind das Arbeitsmedium Cyclopentan, konstante isentrope Pumpen- und Expansionsmaschinen-Wirkungsgrade sowie limitierende Werte für Wärmeübertragerparameter. Im anschließenden Schritt werden dynamische Modelle des Gesamtsystems automatisiert mit den zuvor ermittelten Werten parametrisiert. Dabei werden Reglerparameter von Zeitkonstanten abgeleitet, die über den oberen Prozessdruck und das Volumen des Verdampfers genähert werden. Über transiente Simulationen eines Lastsprungs in der Gasturbine werden die Auswirkungen der Rankine-Prozess-Konfigurationen auf die Expansionsmaschinendrehzahl, die ein wichtiges Kriterium für die Stabilität des elektrischen Netzes ist, bewertet.

Stegmaier [16] hat Forschungsergebnisse zur Konzeption eines Abwärmenutzungssystems für einen LKW-Dieselmotor bei der Robert Bosch GmbH veröffentlicht. Schwerpunkte der Arbeit sind einerseits die Entwicklung einer Betriebsstrategie zum wirkungsgradoptimalen Betrieb des Rankine-Prozesses unter Berücksichtigung variabler Abgastemperaturen und -massenströme, andererseits die Entwicklung eines robusten, führungsgenauen Regelkonzepts, die die optimierten Prozessführungsgrößen der Betriebsstrategie umsetzt. Grundlage für die Optimierung der Prozessführungsgrößen ist ein stationäres Rankine-Prozessmodell ohne internem Wärmeübertrager mit konstanten Komponentenwirkungsgraden und Gütekriterien, sowie Wasser als Arbeitsmedium. Die Optimierungsparameter sind der Druck und die Überhitzung des Arbeitsmediums am Eintritt in die Expansionsmaschine. Die optimalen, konstanten Prozessführungsgrößen werden für insgesamt 13 gewichtete Fahrzustände des European Stationary Cycle (ESC) ermittelt. Davon ausgehend

werden verschiedene Verstellmechanismen der Düsen am Eintritt in die Gleichdruckturbine bewertet, um die Regelbarkeit des Systems zu gewährleisten. Das vorgeschlagene Regelungskonzept gliedert sich in drei Einzelkonzepte: die Überhitzung wird über eine Vorsteuerung des Arbeitsmediummassenstroms mit kompensatorischer Regelung realisiert, der Hochdruck wird über diskret schaltbare Laval Düsen regelbar und die Turbinendrehzahl wird über eine Extremwertregelung optimal an den jeweiligen Betriebspunkt angepasst. Eine vollständige simulative oder experimentelle Validierung des Regelungskonzepts zur Umsetzung der stationär optimierten Betriebsstrategie wurde nicht veröffentlicht.

Körner [17] entwickelt im Rahmen seiner Dissertation bei der Audi AG eine Methode zur Konzeption eines ORC für einen PKW. Ausgehend von einer Arbeitsmediumauswahl unter Berücksichtigung einer optimierten Prozessführung werden insbesondere die Dimensionierung von Abgaswärmeübertrager und Verflüssiger auf Basis stationärer Simulationen im Nennlastpunkt behandelt. Für die Arbeitsmedienauswahl wird ein vereinfachtes Modell eines konventionellen Rankine-Prozesses ohne internen Wärmeübertrager entwickelt. Randbedingungen für die Prozessoptimierung sind eine Limitierung der maximalen Prozesstemperatur auf 150 °C, begrenzt durch die thermische Stabilität des Schmieröls, eine Verflüssigungstemperatur von 40 °C ohne Niederdruckbegrenzung und ein isentroper Wirkungsgrad der Expansionsmaschine von 0.7. Insgesamt werden in der Studie 31 Arbeitsmedien bewertet. Die ausgewählten Kältemittel weisen größtenteils Global Warming Potentials (GWP) über 150 auf und sind aufgrund der niedrigen kritischen Temperatur eher für Niedertemperaturanwendungen geeignet. Aktuell diskutierte Kältemittel wie R-1233zd(E) oder R-1234ze(Z) werden nicht berücksichtigt. Zwar wird der Prozess einer umfassenden exergetischen Betrachtung unterzogen, allerdings legitimiert nur die niedrige maximale Prozesstemperatur die Nutzung des thermischen Wirkungsgrads als Bewertungsgröße, weil die Exergieverluste im Verdampfer für alle Medien nahezu gleich groß sind. Als Arbeitsmedium für die Auslegung der Komponenten wird R-134a gewählt. Variable Prozessführungsgrößen werden nicht in Betracht gezogen.

Knapp [18], [19] veröffentlicht in Arbeiten, die ebenfalls im Rahmen von Forschungstätigkeiten bei der Audi AG entstanden sind, thermische Wirkungsgrade von Arbeitsmedien für einen konventionellen, reversiblen Rankine-Prozess ohne internem Wärmeübertrager. Der maximale Systemdruck beträgt 150 bar, die maximale Prozesstemperatur 400 °C und die Verflüssigungstemperatur 90 °C. Die übertragbare Verdampferleistung wird für alle betrachteten Medien mit 15 kW als konstant angenommen. Eine Pinch-Point-Analyse wird nicht durchgeführt. Ebenso finden arbeitsmediumabhängige Verlustsensitivitäten keine Berücksichtigung in dieser Studie. Ethanol wird als aussichtsreichster Kandidat hinsicht-

lich der kontrovers diskutierten thermischen Stabilität untersucht. Die eigens durchgeführten Versuchsreihen in einer inerten Umgebung lassen den Schluss auf eine thermische Stabilitätsgrenze von 320 °C zu. Als ein Ansatzpunkt zur Optimierung der Energiewandlungskette wird die Prozessführung identifiziert. Knapp findet für Ethanol eine Abhängigkeit des optimalen oberen Prozessdrucks vom isentropen Wirkungsgrad der Expansionsmaschine. Die Überhitzungstemperatur und weitere Systemparameter wurden hierbei als konstant vorgegeben. Die Ergebnisse dieser Rechnung zeigen einen im Vergleich zur Pumpe großen Einfluss der Expansionsmaschine auf die Nettoleistung des Prozesses. Der Hauptteil widmet sich folglich der Konzeption und der experimentellen Untersuchung einer Hubkolbenexpansionsmaschine. Über die bestimmte Betriebscharakteristik des Hubkolbenexpanders wird abgeleitet, dass durch eine Anpassung der Drehzahl und damit des anliegenden oberen Prozessdrucks in Abhängigkeit der Dampfleistung eine Steigerung der Rekuperationsleistung möglich ist. Hieraus wird abgeleitet, dass eine mechanische Kopplung der Expansionsmaschine deutliche Verschlechterungen der Wirkungsgrade nach sich zieht. Anhand von drei festgelegten Fahrzuständen mit Abgasenergieströmen von 3, 10 und 20 kW werden umfangreiche Parameteroptimierungen für die Hubkolbenexpansionsmaschine im Hinblick auf eine veränderliche Prozessführung durchgeführt. Anhand von Simulationen wird eine Erhöhung des thermischen Wirkungsgrads des Rankine-Prozesses für niedrig- und hochlastige Fahrzustände nachgewiesen.

In den Veröffentlichungen von Horst [20], [21], [22] werden die Entwicklungen zur Integration und Betrieb des BMW-Turbosteamers zusammengefasst. Ziel der Arbeiten ist eine Bewertung des Kraftstoffverbrauchsenskungspotentials eines Abwärmenutzungssystems unter Berücksichtigung aller relevanten Wechselwirkungen mit anderen Systemen des betrachteten PKWs. Der Rankine-Prozess wird im Hinblick auf die Kompensation der elektrischen Bordnetz-Last (750 W) ausgelegt. Zunächst wird für eine Abgastemperatur von 700 °C der Einfluss des oberen Prozessdrucks bei einer Überhitzung von 0 bzw. 100 K für ideale Rankine-Prozesse mit bzw. ohne internen Wärmeübertrager mit den Arbeitsmedien Wasser bzw. Toluol ermittelt. Ausgehend von einem einzelnen Betriebspunkt werden Sensitivitätsanalysen für alle Komponentenverluste einzeln durchgeführt. Quereinflüsse der Komponentenverluste auf die optimalen Prozessführungsgrößen werden nicht untersucht. Für das betrachtete Fahrzeug mit einem 2.0l-Ottomotor wird Wasser als Arbeitsmedium festgelegt. Als Expansionsmaschine wird eine teilbeaufschlagte Gleichdruckturbine verwendet. Der obere Prozessdruck wird auf 7 bar festgesetzt, die Überhitzung wird auf 135 K geregelt. Die Verflüssigungstemperatur ist durch den Umgebungsdruck auf 100 °C limitiert. Wesentlicher Teil der Betriebsstrategie ist die Leistungsbegrenzung, die sich durch den zulässigen Kon-

densationswärmestrom in den Fahrzuständen ergibt. In diesen Fällen wird der Verdampferwärmestrom mit einer Abgas-Bypass-Klappe geregelt. Für die Regelung der Überhitzungstemperatur wird ein Regelungskonzept basierend auf einer Vorsteuerung, mehreren PI-Reglern und einer Druck-Temperatur-Entkopplung entwickelt. Zur Regelung des Verdampfungsdrucks wird eine Logik für die schaltbaren Lavaldüsen der Gleichdruckturbine entwickelt. Die Regelfunktionen werden anhand von Simulationen ausgelegt und experimentell verifiziert. Transiente Simulationen in einem Kundenzyklus zeigen, dass für den betrachteten und einen optimierten Rankine-Prozess aufgrund der Wechselwirkungen mit anderen Systemen des Fahrzeugs und gesetzter Limitierungen das Kraftstoffverbrauchssenkungspotential bei 1.8 bzw. 2.7 % liegt. Als größter Hebel zur Steigerung des Potentials wird die Erhöhung der Aufnahmekapazität des Bordnetzes ermittelt. Die prognostizierte Kraftstoffersparnis liegt bei 6 %.

Im Rahmen eines Forschungsprojekts der Daimler AG entstanden die Dissertationen von Hartmann [23] und Franke [10]. Das Grundfahrzeug für die Auslegung des Rankine-Prozesses ist ein Parallelhybrid-Antriebsstrang mit einer Otto-Verbrennungskraftmaschine. Als Arbeitsmedien wird ein Gemisch aus Wasser und Frostschutzmittel gewählt. Die elektrische Energie der Expansionsmaschine wird in das Hochvolt-Bordnetz eingespeist. Der Verflüssigerwärmestrom wird indirekt über das Hauptkühlsystem abgeführt. Der Verflüssigungsdruck wird dabei über ein Volumenausgleichselement auf 1 bar begrenzt, welcher damit auch die Verflüssigungstemperatur festlegt. Eine Erkenntnis der Untersuchungen ist die deutliche Reduzierung der Rankine-Prozessleistung durch die Unterkühlung des Arbeitsmediums nach dem Verflüssiger. Franke und Hartmann schlagen aus diesem Grund die Verwendung eines internen Wärmeübertragers vor. Auch wenn das Arbeitsmedium nach der Expansionsmaschine nicht überhitzt vorliegt, können zumindest Verluste durch eine Unterkühlung des Arbeitsmediums vor der Pumpe ausgeglichen werden. Weiterhin zeigt sich eine Verbesserung des Kaltstartverhaltens durch den internen Wärmeübertrager. Weitere Optimierungspotentiale für den Betrieb des Prozesses bei transienten Randbedingungen werden nicht beschrieben.

Vetter [24] legt in seiner Arbeit einen Rankine-Prozess für eine Kleinkraftwerk mit Fokus auf einen leistungsoptimalen Betrieb aus. Die Bewertung erfolgt anhand dynamischer Kreisprozessmodelle. Die Auslegung des Kreisprozesses beschränkt sich auf ein gewähltes Szenario mit konstanten Komponentenparametern und einer Wärmequellentemperatur von 140 °C. Für Potentialaussagen hinsichtlich der spezifischen Nettoleistung im Teillastbetrieb werden verschiedene Betriebsstrategien und Regelungskonzepte umgesetzt. Das Potential einer kontinuierlich optimierten Prozessführung wird nicht untersucht.

Jung [25] thematisiert in seiner Dissertation eine modellgestützte Bewertung realer Kreisprozesskomponenten auf Basis eines stationären Gesamtsystemmodells. Hierfür wird eine variable, kontinuierlich optimierte Prozessführung vorgesehen. Allerdings fällt ein Regelungsfreiheitsgrad durch die Kopplung der Expansionsmaschine an den Antriebsstrang weg. Die Sensitivitäten einzelner Komponentenverluste werden ausgehend von modellierten, realen Komponenten auf den Gesamtsystemwirkungsgrad analysiert. Allerdings lassen diese keine Schlüsse auf Potentiale durch eine grundlegende Änderung von Randbedingungen, wie z.B. der Änderung des Arbeitsmediums oder der Verflüssigungstemperatur, zu. Eine Potentialanalyse bei transientem Betrieb wird nicht durchgeführt.

Im Rahmen seiner Dissertation betrachtet Bernath [26] u.a. einen Clausius-Rankine-Prozess für ein schweres Nutzfahrzeug. Der Fokus der Arbeit liegt auf der Simulationsmethodik und der Erstellung validierter Modelle, weswegen konzeptionelle Randbedingungen wie das Arbeitsmedium, die Expansionsmaschine oder die Wärmeübertrager nicht einhergehend optimiert werden. Bernath untersucht im Detail die Wechselwirkungen des Abwärmenutzungssystems mit anderen Systemen des Fahrzeugs. Ebenfalls wird das Potential einer optimierten Prozessführung thematisiert. Die Prozessführungsgrößen werden in der transienten Betrachtung nicht kontinuierlich optimiert.

Lang et al. [27] beschreiben in ihrer Publikation eine Methode zur simultane Auslegung eines Rankine-Prozesses für ein Nutzfahrzeug. Dabei werden das Arbeitsmedium, die Prozessführung, die Turbinen- und Wärmeübertragerparameter für einen Motorbetriebspunkt simultan bewertet und ausgewählt. Eine dynamische Bewertung erfolgt nicht.

Im weiteren Verlauf werden Publikationen, die im Zusammenhang mit dieser Arbeit relevante Teilaspekte liefern, genannt, aber nicht ausführlich diskutiert.

Wärmequellenwärmeübertrager

Die Entwicklung von Abgaswärmeübertragerkonzepten für den Fahrzeugeinsatz wird in der Arbeit von Mavridou et al. [28] thematisiert. Die Bewertung erfolgt aber lediglich anhand eines Betriebspunktes. Eine Evaluation unter dynamischen Randbedingungen findet nicht statt. Benato et al. [29] nutzen ein dynamisches Wärmeübertragermodell, um sogenannte Hot-Spots in den Verdampfern zu prognostizieren. Dies dient zur Entwicklung einer neuen Regelung zur Vermeidung der Dekomposition des Arbeitsmediums bei Temperaturen oberhalb der Stabilitätsgrenze.

Prozessführungsoptimierung bei stationären Randbedingungen

Der weitaus größte Anteil der Veröffentlichungen zur Optimierung von Rankine-Prozessen bezieht sich auf Anwendungsfälle, bei denen sich die Randbedingungen nicht oder nur langsam im Vergleich zur Fahrzeuganwendung ändern. Diese können daher als stationär bezeichnet werden. Maraver et al. [30] veröffentlicht eine Methode zur systematischen Prozessführungsoptimierung von stationären Rankine-Prozessen für unterschiedliche Anwendungsbereiche. Arbeiten, welche die Optimierung und Bewertung des Teillastverhaltens eines Rankine-Prozesses abseits eines Auslegungspunktes thematisieren, sind bspw. Ibarra et al. [31], Capra et al. [32], Yang [33] und Lecompte [34]. Walraven et al. [35] stellen in ihrer Arbeit Sensitivitäten von Randbedingungen und Komponentenverluste sowie exergetische Verlustbeiträge vor. Allerdings liegen die betrachteten Wärmequellentemperaturen lediglich zwischen 100 und 150°C. Sensitivitäten werden nur ausgehend von einer gewählten Beispielkonfiguration bewertet.

Expansionsmaschinen für Abwärmenutzungssysteme kleiner Leistung

Einen guten Überblick über verwendete Expansionsmaschinen geben Macchi et al. [9] in ihrem Werk. Neben zuvor erwähnten Publikationen beschäftigen sich einige andere Forschungsgruppen mit der Auswahl und Entwicklung von Expansionsmaschinen speziell für Systeme mit Leistungen kleiner als 10 kW. Lemort et al. [36] und Quoilin et al. [37] bewerten in ihren Arbeiten die Eignung von marktverfügbaren Spiral-, Schrauben-, und Hubkolbenexpansoren sowie Radialturbinen bei verschiedenen Randbedingungen und Arbeitsmedien. Weiß [38] kommt zu dem Schluss, dass Axial-Gleichdruckturbinen für Rankine-Prozesse kleiner Leistung vorteilhaft sind. Als Argumente werden die Abdeckung großer Betriebsbereiche unter hohen Expansionsverhältnissen und niedrigen Volumenströmen sowie die kostengünstige, kompakte Bauweise angeführt. Hubkolben- und Schraubenexpansionsmaschinen scheiden seiner Meinung nach aufgrund ihrer aufwändigen und teuren Bauweise für eine Anwendung im kleinen Leistungsbereich aus. Spiralexpansionsmaschinen eignen sich seiner Ansicht nach aufgrund des kleinen Expansionsverhältnisses nur bei kleineren Temperaturdifferenzen. Die Entwicklung einer Axial-Gleichdruckturbine für den in dieser Arbeit angestrebten Leistungsbereich wird von Kunte et al. [39] beschrieben. Die errechneten Isentropenwirkungsgrade liegen zwischen 0,44 und 0,65 für Ethanol als Arbeitsmedium. Schätzungen der Turbinenwirkungsgrade in Abhängigkeit des verwendeten Arbeitsmediums veröffentlichen bspw. Guillaume et al. [40], Fiaschi et al. [41] und Astolfi et al. [42]. Messreihen von volumetrischen Expansionsmaschinen bei verschiedenen Medien stellen bspw. Galindo et al. [43] und Desideri et al. [44] in ihren Arbeiten vor. Den Einfluss des Schmieröls

bei der Verwendung einer Spiralexpansionsmaschinen wird von Lemort et al. [45] beschrieben. Die Recherche zeigt letztlich, dass keine für die transiente Betriebsweise und Prozessführung optimierten Expansionsmaschinen verfügbar oder in Aussicht sind.

Wirkungsgrade von Pumpen für Systeme kleiner Leistung

In den Studien zur Arbeitsmedienauswahl werden oft Isentropenwirkungsgrade der Pumpe zwischen 70 und 90 % angenommen. Für stationäre Anwendungen bei großen Systemleistungen sind dies aufgrund der Bauart der Pumpen realistische Werte. Allerdings zeigen Arbeiten von Horst [22], Quoilin et al. [46] und Declaye [47], dass verfügbaren Pumpentypen für Systeme kleiner Leistung teils nur Wirkungsgrade zwischen 7 und 25 % aufweisen. Da die parasitäre Pumpenleistung nicht für jedes Arbeitsmedium gleich ist, muss dies bei der Auswahl des Arbeitsmediums berücksichtigt werden.

Dynamische Modelle und Regelungsentwicklung

Viele Forschungsgruppen nutzen dynamische Modelle zu Potentialaussagen und zur Entwicklung von Betriebs- und Regelstrategien. Dazu gehören Boretti [48], Dickes et al. [49], Seitz et al. [50], Grelet et al. [12], Horst [20] und Espinosa et al. [51]. Die Regelstrategien betrachten Konzepte mit Vorsteuerungen, konventionelle PID-Regelungen und beobachterbasierten Strategien. Modellbasierte prädiktive Regelungen werden von Luong [52], Tona et al. [53], Quoilin [54], Perez et al. [55], Feru et al. [56], Esposito et al. [57] und Zhang et al. [58] betrachtet. Allerdings beschränkt sich das Optimalsteuerungsproblem bei diesen Arbeiten auf die Einhaltung von festgelegten Randbedingungen, wie bspw. einem festen Sollwert am Eintritt der Expansionsmaschine. Optimierungsprobleme, denen die maximale Systemleistung zugrunde liegt, werden nicht formuliert. Zudem werden in den beschriebenen Arbeiten linearisierte Modelle zur Optimierung eingesetzt, obwohl Rankine-Prozesse ein stark nichtlineares Verhalten aufweisen. In einer Arbeit des Autors [59] wird an einem Beispielmodell eine nichtlineare modellbasierte prädiktive Regelung (NMPC) umgesetzt. Dabei ist die Kostenfunktion des Optimalsteuerungsproblems der mittlere exergetische Systemwirkungsgrad, der zu maximieren ist. Dieser Ansatz kann trotz des nachgewiesenen Potentials aufgrund des Optimierungsaufwands für die Konzeption mit den aktuell verfügbaren Methoden nicht verfolgt werden.

1.4 Fazit der Literaturrecherche, wissenschaftliche Beiträge der Arbeit und Vorgehen

Nach Kenntnis des Autors thematisieren nur wenige Publikationen über die Konzeption von Rankine-Prozessen unter transienten Randbedingungen die Optimierung von Konzeptparametern unter Berücksichtigung einer kontinuierlich optimierten Prozessführung. Die wenigen, beschriebenen Forschungen lassen zentrale Konzeptparameter, wie bspw. das Arbeitsmedium oder die Verflüssigungstemperatur für einen leistungsoptimierten Betrieb, unberücksichtigt. Veröffentlichungen, die Arbeitsmedien bei dynamischen Randbedingungen bewerten, lassen eine kontinuierlich optimierte Prozessführung, die für jeden Betriebszustand die Systemleistung zu maximiert, außer Acht. In den betrachteten Publikationen erfolgt die Bewertung von Arbeitsmedien ausgehend von einem Szenario angenommener Komponentenwirkungsgrade unter Mittelung von max. 13 verschiedenen Abgastemperaturen. Unterschiedliche Auswirkungen von Komponentenverlusten auf die exergetischen Systemwirkungsgrade werden hierbei nicht berücksichtigt. Bei der dynamischen Bewertung der Kreisprozesse wird die für einen leistungsoptimalen Betrieb notwendige, freie Regelung der Prozessführungsgrößen p_4 und h_4 , durch die starre Kopplung der Expansionsmaschine an den Antriebsstrang beschränkt. Es werden keine Veröffentlichungen gefunden, die Komponentenparameter, wie bspw. Geometrieparameter des Verdampfers, mit Hilfe transients Simulation bei kontinuierlich optimierter Prozessführung bewerten.

Wissenschaftlicher Beitrag dieser Arbeit

Aus den zu Anfang des Kapitels 1.3 definierten Zielen und der Literaturrecherche lässt sich der wissenschaftliche Beitrag dieser Arbeit ableiten. Ein Beitrag ist die Bewertung von mehreren Arbeitsmedien (32) für Wärmequellentemperaturen von 100 bis 600 °C und unterschiedlichen Szenarien bei optimierter Prozessführung. Ein weiterer Beitrag ist die detaillierte Analyse der Auswirkungen der Komponentenverluste auf die optimalen Prozessführungsgrößen und auf den exergetischen Systemwirkungsgrad. Diese erfolgt im gesamten Temperaturintervall für 448 Szenarien bei drei ausgewählten, repräsentativen Arbeitsmedien. Die Erkenntnisse sind auch auf andere Anwendungsbereiche übertragbar. Weitere wissenschaftliche Beiträge sind die Ergebnisse aus den transienten Simulationen mit kontinuierlich optimierter Prozessführung. Hierfür wird eine Betriebs- und Regelstrategie entwickelt, die Prozessführungsgrößen kontinuierlich für die aktuell vorliegenden Systemzustände optimiert und eingeregelt. Mit einem detaillierten, dynamischen, physikalisch motivierten Abgaswärmeübertragermodell, das im Rahmen dieser Arbeit erstellt wird, werden verschiedene geometrische Parameter in transienten Kreisprozesssimulationen mit der

entwickelten Betriebs- und Regelstrategie bewertet. Das Potential zur Senkung des Kraftstoffverbrauchs in Omnibussen eines Rankine-Prozesses mit einer kontinuierlich optimierten Prozessführung und optimierten Systemparametern wird in drei verschiedenen Fahrzyklen mittels Exergiestromanalysen analysiert und konstanten Prozessführungen gegenübergestellt.

Vorgehen

Die Vielzahl der Komponentenparameter erzeugt bei der gleichzeitigen Bewertung in dynamischen Zyklussimulationen ein mächtiges Optimierungsproblem. Deshalb wird anhand stationärer Simulationen und geschätzter Komponentenwirkungsgrade eine Vorauswahl des Arbeitsmediums durchgeführt. Hierfür wird ein frei parametrierbares, stationäres Modell mit Optimierer entwickelt. Für alle 32 betrachteten Arbeitsmedien werden Bewertungs- und Prozessführungsgrößen in 448 Szenarien für Wärmequellentemperaturen von 100 bis 600 °C ermittelt. In Kapitel 2 werden die Ergebnisse für zwei realitätsnahe Szenarien sowie für das Grenzpotential gegenübergestellt. Für die Fahrzeuganwendung werden die Medien R-1233zd(E), Cyclopentan und Ethanol als geeignete Kandidaten für verschiedene Integrationskonzepte identifiziert. Deshalb werden in Kapitel 3 die Auswirkungen der Komponentenverluste auf die Prozessführungsgrößen und den exergetischen Systemwirkungsgrad für diese drei Arbeitsmedien im Detail visualisiert und erläutert.

Um eine Auswahl geeigneter Arbeitsmedien für das Abwärmenutzungssystem eines Omnibusses treffen zu können, werden Abwärmeprofile in zwei Fahrzyklus mit einem weiterentwickelten Gesamtfahrzeugmodell simuliert (Kapitel 4). Die Selektion geeigneter Arbeitsmedien für das Abwärmenutzungssystem im Omnibus erfolgt anhand der ermittelten exergiebezogenen Häufigkeiten der Abgastemperaturen und der Ergebnisse der stationären Optimierungsrechnungen. Außerdem werden die Forderungen für eine leistungsoptimale Integration des Abwärmenutzungssystems in das Fahrzeug formuliert.

Die Optimierung von Konzeptparametern des Abgaswärmeübertragers erfolgt anhand transientser Zyklussimulationen (Kapitel 5). Für eine adäquate Bewertung der Konfigurationen wird eine Betriebs- und ein Regelungsstrategie entwickelt, die Prozessführungsgrößen für den jeweils aktuell vorliegenden Betriebszustand optimiert und über eine individuell angepasste Regelstrategie umsetzt.

Durch die exergetische Analyse von virtuellen Testfahrten mit dem Omnibus werden Aussagen zu Wechselwirkungen sowie zum Kraftstoffverbrauchssenkungspotential des Rankine-Prozesses mit den optimierten Komponentenparametern und der entwickelten Betriebs- und Regelstrategien getroffen (Kapitel 6).

2 Exergetische Systemwirkungsgrade von Rankine-Prozessen unterschiedlicher Arbeitsmedien bei optimierter Prozessführung

In diesem Kapitel werden die exergetischen Systemwirkungsgrade von Rankine-Prozessen mit 32 verschiedenen Arbeitsmedien bei Eintrittstemperaturen der Wärmequelle von 100 bis 600 °C untersucht. Die Studie umfasst drei Szenarien mit unterschiedlichen Komponentenverlusten und jeweils fünf Verflüssigungstemperaturniveaus. Für alle untersuchten Randbedingungen werden die Prozessführungsgrößen p_4 und h_4 hinsichtlich des maximalen exergetischen Systemwirkungsgrads (vgl. Gleichung 1.4) optimiert. Hierzu wird ein stationäres Systemmodell und ein Optimierungsalgorithmus in Modelica entwickelt, das weiterhin ein wesentlicher Teil der Betriebs- und Regelstrategie für das dynamische Kreisprozessmodell (Kapitel 5.2) ist. Die generierten Ergebnisse sind die Datenbasis für die Auswahl eines geeigneten Arbeitsmediums für den Abwärmenutzungsprozess im Omnibus.

2.1 Beschreibung des stationären Rankine-Prozess-Modells

Die abgebildete Konfiguration basiert auf dem in Kapitel 1.1 beschriebenen einfachen Rankine-Prozess mit internem Wärmeübertrager. Zur Vereinfachung des Optimierungsproblems erfolgt die Charakterisierung des Systems durch Komponentenwirkungsgrade bzw. Gütegrade. In Abbildung 2.1 sind die Parameter und die Ausgabegrößen schematisiert. Für die Berechnung aller Zustandspunkte sind Stoffdaten des jeweils verwendeten Arbeitsmediums notwendig. Diese werden über die TILMedia-Modellbibliothek bereitgestellt. Die Rechengeschwindigkeit, die für den Umfang der durchzuführenden Studien erstrebenswert ist, wird über eine Linearisierung und Tabellierung der Stoffdaten-Modelle [60] erreicht.

Der Eintrittszustand in die Pumpe wird vereinfacht als gerade siedend und nicht unterkühlt angenommen. Der Zustand 1 am Eintritt in die Pumpe kann somit mit Kenntnis der Verflüssigungstemperatur berechnet werden. Zwar wird in Realität eine Unterkühlung des Arbeitsmediums vor der Pumpe angestrebt, um Kavitation und eine damit verbundene mechanische Beschädigung vorzubeugen. Allerdings legitimiert sich die im Modell getroffene Vereinfachung dadurch, dass der interne Wärmeübertrager den durch die Unterkühlung bedingten, zusätzlich aufzubringenden Wärmestrom durch die dann vorliegende Temperaturdifferenz ausgleicht [10]. Ein unterkühlter Eintrittszustand hat bei einem ausreichend großen internen Wärmeübertrager folglich keinen Einfluss auf die Effizienz des Systems.

Die Austrittsenthalpie aus der Pumpe wird durch die gegebenen Ein- und Austrittsdrücke anhand des Isentropenwirkungsgrads mit Gleichung 2.1 berechnet.

$$h_2 = h_1 + \frac{(h_{2,isen} - h_1)}{\eta_{isen,Pumpe}} \quad 2.1$$

Die notwendige Pumpenleistung errechnet sich mit Gleichung 2.2.

$$P_{Pumpe} = \dot{m}_{AM} \cdot \frac{(h_2 - h_1)}{\eta_{mech,Pumpe}} \quad 2.2$$

Im internen Wärmeübertrager kann ein Teil der thermischen Energie des Arbeitsmediums, der die Expansionsmaschine verlässt, dem Arbeitsmediumenthalpiestrom vor dem Verdampfer zugeführt werden (siehe Abbildung 2.2). Ein Wärmestrom ist dann größer als Null, wenn eine Temperaturdifferenz aufgrund eines dampfförmigen und überhitzten Zustands des Arbeitsmediums am Expansionsmaschinenaustritt (Zustand 5) oder eines unterkühlten Zustands am Austritt der Pumpe (Zustand 2) vorliegt. Die Enthalpieerhöhung des Arbeitsmediums im internen Wärmeübertrager errechnet sich mit dem Wärmeübertragerwirkungsgrad und dem maximal übertragbaren Wärmestrom, der durch die Temperatur des Arbeitsmediums nach der Pumpe limitiert wird:

$$(h_3 - h_2) = \eta_{IWUE} \cdot (h_5 - h_{6,ideal}(T_2, p_6)) \quad 2.3$$

Der übertragbare Wärmestrom im Verdampfer wird über die Differenz der Ein- und Austrittsenthalpieströme des Wärmequellenmediums berechnet. Zur Berechnung des Austrittsenthalpiestroms muss die Austrittstemperatur berechnet werden. Hierfür wird vereinfachend der Ansatz einer Pinchpoint-Temperaturdifferenz gewählt. Diese stellt die minimal im Wärmeübertrager lokal auftretende Temperaturdifferenz zwischen Wärmequellenmedium und dem Arbeitsmedium dar und kann daher als Gütekriterium des Wärmeübertragers interpretiert werden. Je größer die Pinchpoint-Temperaturdifferenz, desto größer sind die Exergieverluste im Verdampfer und desto kleiner der übertragbare Wärmestrom (vgl.

Abbildung 1.3) Ein Wert von 0 K repräsentiert den Idealfall und somit den maximal möglichen Wärmestrom bei gegebenen Randbedingungen. In Realität hängt dieser Wert von der Bauart, der Geometrie und den jeweilig vorliegenden Prozessgrößen ab. Die Position des Pinchpoints im Wärmeübertrager ist abhängig von der Prozessführung und der Wärmequellentemperatur. Diese liegt bei hohen Wärmequellen-Eintrittstemperaturen zumeist im Nennlastbetrieb des Systems an dessen Wärmeübertrageraustritt, im Teillastbetrieb der Anlage bei Siedebeginn des Arbeitsmediums. Die Austrittstemperatur des Fluidstroms der Wärmequelle kann anhand der trigonometrischen Geradengleichung iteriert werden (Gleichung 2.4). Bei gegebenem Temperaturverlauf des Arbeitsmediums im Wärmeübertrager wird ein Korrektursummand soweit erhöht, sodass entlang des Verdampfungsverlaufs die minimale Temperaturdifferenz zwischen Arbeitsmedium und Wärmequelle gleich der gegebenen Pinchpoint-Temperaturdifferenz ist:

$$T_{WQ,aus} = T_3 + \Delta T_{PP} + T_{Korr} \quad 2.4$$

Anhand der Energiebilanz kann das Verhältnis der Massenströme des Arbeits- und des Wärmequellenmediums berechnet werden:

$$\frac{\dot{m}_{AM}}{\dot{m}_{WQ}} = \frac{(h_{WQ,ein} - h_{WQ,aus})}{(h_4 - h_3)} \quad 2.5$$

Die Enthalpie des Arbeitsmediums am Austritt der Expansionsmaschine wird über den Isentropenwirkungsgrad berechnet:

$$h_5 = h_4 - \eta_{isen,Exp} \cdot (h_4 - h_{5,isen}) \quad 2.6$$

Die Leistung der Expansionsmaschine ergibt sich aus dem Produkt der Enthalpiedifferenz mit dem Massenstrom des Arbeitsmediums und dem mechanischen Wirkungsgrad:

$$P_{Exp} = \dot{m}_{AM} \cdot (h_4 - h_5) \cdot \eta_{mech} \quad 2.7$$

Mit dem Enthalpiestrom des Arbeitsmediums am Austritt des internen Wärmeübertragers (Zustand 6) aus Gleichung 2.3 kann der Wärmestrom zur vollständigen Verflüssigung berechnet werden:

$$\dot{Q}_{Verfl} = \dot{m}_{AM} \cdot (h_1 - h_6) = \dot{m}_{KM} \cdot (h_{KM,ein} - h_{KM,aus}) \quad 2.8$$

Der Verflüssigungsdruck stellt sich abhängig vom Temperaturniveau bzw. vom Kapazitätsstrom des zur Verfügung stehenden Rückkühlmediums und der Güte des Verflüssigers ein. Bei konstanter Masse des Arbeitsmediums im Kreislauf können sich deshalb, je nach Normsiedetemperatur des Arbeitsmediums, Druckniveaus im Verflüssiger einstellen, die unterhalb des Umgebungsdrucks liegen. Allerdings ist es besonders in mobilen Anwendungen

technisch herausfordernd, die Dichtheit der Anlage zu gewährleisten. Der Eintritt von Umgebungsluft in die Anlage würde die Funktion des Systems beeinträchtigen. Daher wird das untere Druckniveau in dieser Studie auf den Umgebungsdruck begrenzt. Technisch realisierbar ist dies bzw. durch ein Ausgleichsbehältnis, dessen Außenvolumen variabel ist und dadurch die Gesamtmenge des Arbeitsmediums im Kreisprozess ändert [10]. Da die erreichbare Verflüssigungstemperatur immer vom Anwendungsfall abhängt, wird diese im Modell vorgegeben. Sie wird jedoch nach unten durch die Siedetemperatur unter Umgebungsdruck begrenzt.

2.2 Bewertung von Arbeitsmedien bei verschiedenen Abwärmequellen-temperaturen für drei Szenarien

Das in Kapitel 2.1 beschriebene Rankine-Prozess-Modell liegt in Form einer Modelica-Funktion vor. Der entwickelte Algorithmus zur Maximierung des exergetischen Systemwirkungsgrad ist zusammen mit der Modelica-Funktion in einem Modell vereint. Das Modell wird über ein Python-Programm und einer Dymola-Programmierschnittstelle automatisiert für alle Randbedingungen (Abwärmequellentemperaturen, Arbeitsmedien und Komponentenparametersätze) berechnet und ausgewertet. Zur Ermittlung des maximalen exergetischen Systemwirkungsgrads werden zunächst viele, äquidistant verteilte Prozessführungsgrößen für das Szenario berechnet und ausgewertet. Der Gitterpunkt mit dem höchsten exergetischen Wirkungsgrad dient als Startwert für ein gradientenbasiertes Optimierungsverfahren. Da die Abstände der Gitterpunkte entsprechend klein gewählt werden, kann das Optimum als global bezeichnet werden.

Folgende Randbedingungen gelten für die Optimierungsrechnungen:

- Der obere Prozessdruck darf maximal 95 % des Drucks am kritischen Punkt des Arbeitsmediums betragen (unterkritische Betriebsweise).
- Die Überhitzung des Arbeitsmediums beim Ein- und Austritt der Expansionsmaschine muss mind. 5 K betragen, um bei Verwendung einer Strömungsmaschine eine Schädigung durch kondensierendes Arbeitsmedium auszuschließen.
- Die Verflüssigungstemperatur ist durch die Siedetemperatur des Arbeitsmediums bei Umgebungsdruck nach unten limitiert.
- Die maximale Prozesstemperatur wird durch die Zersetzungstemperatur des betrachteten Arbeitsmediums limitiert.

Betrachtet werden die Verflüssigungstemperaturniveaus 20, 40, 60, 80 und 100 °C, wie sie je nach konzeptioneller Integration in das Kraftfahrzeug auftreten können. 20 bis 60 °C können bspw. durch gesonderte Verflüssiger, die die Umgebungsluft zur Verflüssigung nutzen, erreicht werden. 80 bis 100 °C werden durch eine Rückkühlung durch das Motorkühlsystem dargestellt. Die betrachteten Wärmequellentemperaturen umfassen den Bereich von 100 bis 600 °C in 5 K-Intervallen. Temperaturen jenseits von 600 °C werden nicht betrachtet, da die erwarteten Abgastemperaturen im Omnibus kleiner als 600 °C sind. Außerdem begrenzt bei organischen Arbeitsmedien die jeweilige Zersetzungstemperatur den Eintrittszustand in die Expansionsmaschine und limitiert eine Erhöhung der Eintrittsenthalpie in die Expansionsmaschine und somit des exergetischen Prozesswirkungsgrads. Der exergetische Systemwirkungsgrad hängt in diesem Fall nur noch vom Nutzungsgrad der Wärmequelle ab, der sich oberhalb dieser Wärmequellentemperatur linear verringert. Der verwendete Expansionsmaschinentyp definiert eine weitere Randbedingung. Für Strömungsmaschinen wird eine Mindestüberhitzung des dampfförmigen Arbeitsmediums von 5 K am Eintritt und Austritt festgesetzt, um eine Bauteilschädigung durch kondensierendes Arbeitsmedium zu vermeiden. Für volumetrische Expansionsmaschinen wäre auch eine Expansion innerhalb des Zweiphasengebiets zulässig. Aufgrund der höheren erwartbaren Isentropenwirkungsgrade und der besseren Eignung von Strömungsmaschinen für diesen Anwendungsfall [38] werden im Folgenden nur Ergebnisse mit einer Mindestüberhitzung betrachtet. Der Bezugspunkt für die Ermittlung des exergetischen Wirkungsgrads ist der Umgebungszustand bei 20 °C und ein Normdruck von 1.013 bar. Eine Verflüssigungstemperatur von 20 °C stellt somit den absolut bestmöglichen Fall dar.

Die Ergebnisse werden in diesem Abschnitt für drei ausgewählte Komponentenparametersätze dargestellt, die drei Szenarien zugeordnet werden: *Grenzpotehtial*, *Realitätsnah mit sehr guter Expansionsmaschine* und *Realitätsnah mit guter Expansionsmaschine* (siehe Tabelle 2.1).

Tabelle 2.1: Szenarien für die stationäre Bewertung der Rankine-Prozesse

Szenario	$\eta_{Exp, isen}$	$\eta_{Pumpe, isen}$	ΔT_{PP}	η_{IWUE}	$\Delta p_{verd}, \Delta p_{verfl}$
Grenzpotehtial	1	1	0 K	1	0 bar
Realitätsnah, sehr gute Expansionsmaschine	0.75	0.5	20 K	0.8	0.5 bar
Realitätsnah, gute Expansionsmaschine	0.5	0.5	20 K	0.8	0.5 bar

Durch das Grenzpotential wird der exergetische Systemwirkungsgrad abgebildet, den ein Kreisprozess mit dem jeweiligen Arbeitsmedium unter besten Voraussetzungen maximal erreichen kann. Die Komponentenparameter in den beiden realitätsnahen Szenarien werden entsprechend Systemen kleiner Leistung und der Anwendung in mobilen Systemen gewählt. Die Differenzierung in eine sehr gute und eine gute Expansionsmaschine wird durchgeführt, um spezifischen Verlusten der verschiedenen Expansionsmaschinentypen oder auch nicht optimale Betriebspunkte für die Expansionsmaschine durch den transienten Betrieb Rechnung zu tragen. Insgesamt werden 32 Arbeitsmedien anhand ihres exergetischen Systemwirkungsgrads bewertet. In allen in diesem Kapitel dargestellten Ergebnissen werden der Übersicht halber nur die Medien Ethanol, Methanol, R-601a (Isopentan), Cyclopentan, Aceton, R-1233zd(E), R-1234ze(Z), Novec 649 und SES 36 einbezogen. Sie weisen mit die höchsten exergetischen Wirkungsgrade bei mindestens einer Wärmequellentemperatur auf und werden nicht durch Kriterien, wie akute Toxizität, Explosivität und einer Zündgrenze unterhalb der Wärmequellentemperatur ausgeschlossen. Die Ergebnisse für R-718 (Wasser) als Referenzmedium werden ebenfalls dargestellt.

Das Ziel der drei folgenden Abbildungen ist die Darstellung der maximal erreichbaren exergetischen Systemwirkungsgrade für das jeweilige Szenario. Die exergetischen Systemwirkungsgrade sind in Gruppen für drei der fünf betrachteten Verflüssigungstemperaturen gegliedert (die vollständige Darstellung befindet sich in Anhang E). Es sind lediglich diejenigen Datenpunkte der Arbeitsmedien dargestellt, die mindestens 95 % des maximalen exergetischen Wirkungsgrads der jeweiligen Wärmequellentemperatur erreichen. In Abbildung 2.3 sind die Ergebnisse für das Szenario *Grenzpotential* dargestellt. Den Grenzfall stellt die Gruppe für die Verflüssigungstemperatur von 20 °C dar. Die Prozessverluste setzen sich in diesem Fall ausschließlich aus den Dissipationsverlusten im internen Wärmeübertrager, dem Verdampfer und dem Verlustexergiestrom der Abwärmequelle, der den Wärmeübertrager ungenutzt verlässt, zusammen. Der maximale exergetische Systemwirkungsgrad steigt mit der Abwärmequellentemperatur von 60 % bis zum Maximalwert von 92 % (240 °C Abwärmequellentemperatur) und sinkt dann mit steigender Abwärmequellentemperatur wieder. Der Einfluss des Verlustexergiestroms am Verflüssiger auf den exergetischen Wirkungsgrad ist signifikant. Dies deutet der Abstand der Verflüssigungstemperaturgruppen zueinander an. In nahezu allen Fällen ist ein Maximum im Verlauf des exergetischen Wirkungsgrads zu erkennen, dass desto ausgeprägter ist, je geringer die Komponentenverluste sind. Daraus lässt sich ableiten, dass jeder Prozess und jedes Medium einen optimalen Temperaturbereich besitzen.

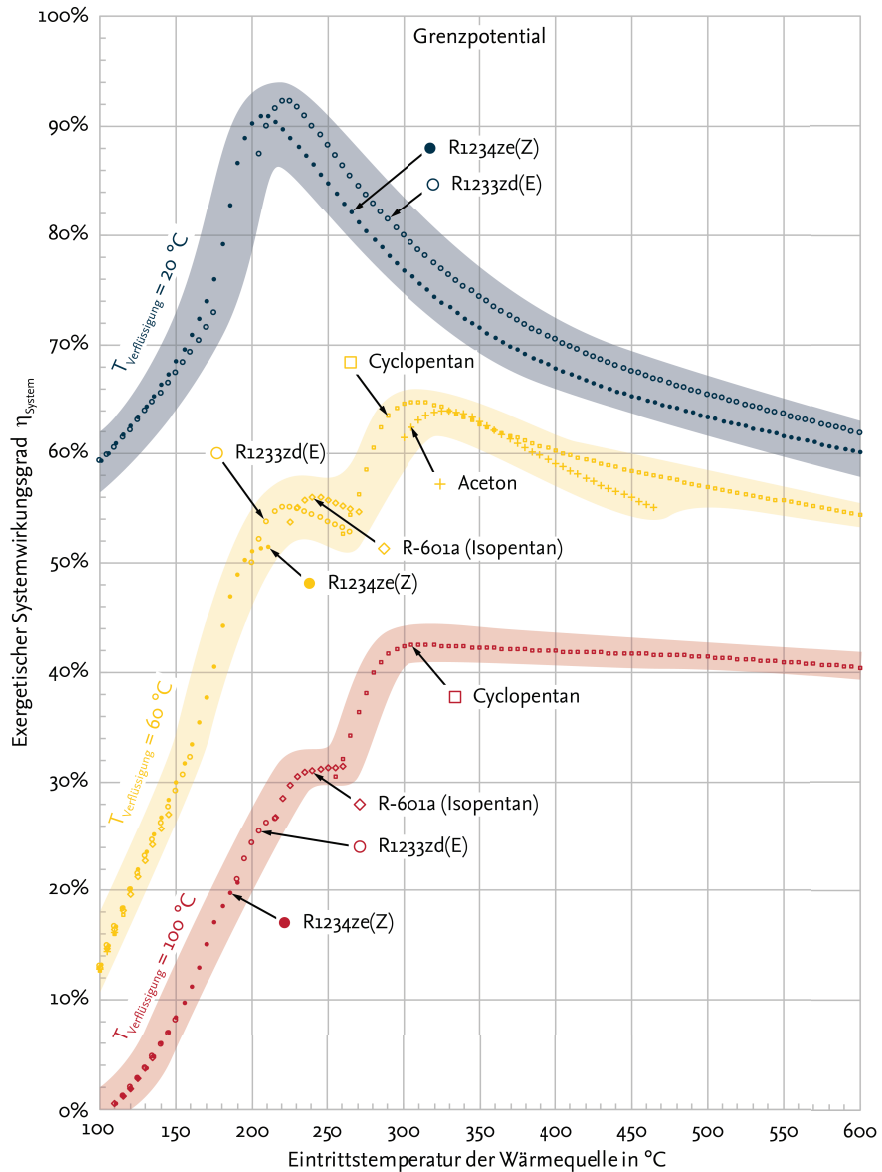


Abbildung 2.3: Maximal mögliche exergetische Wirkungsgrade für die zehn betrachteten Medien in Abhängigkeit der Wärmequellentemperatur und der Verflüssigungstemperatur für das Szenario *Grenzpotential*.

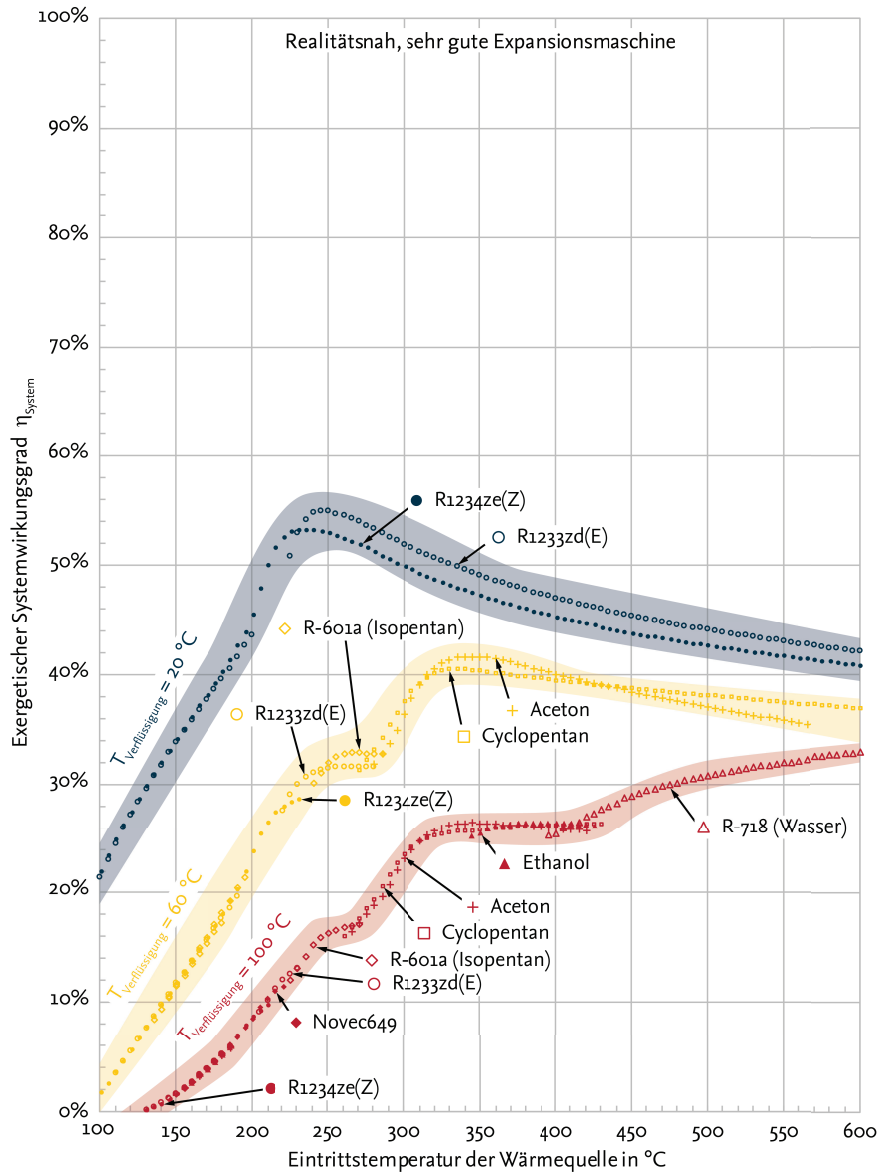


Abbildung 2.4: Maximale exergetische Systemwirkungsgrade für das Szenario *Realitätsnah, sehr gute Expansionsmaschine* in Abhängigkeit der Wärmequellentemperatur und der Verflüssigungstemperatur.

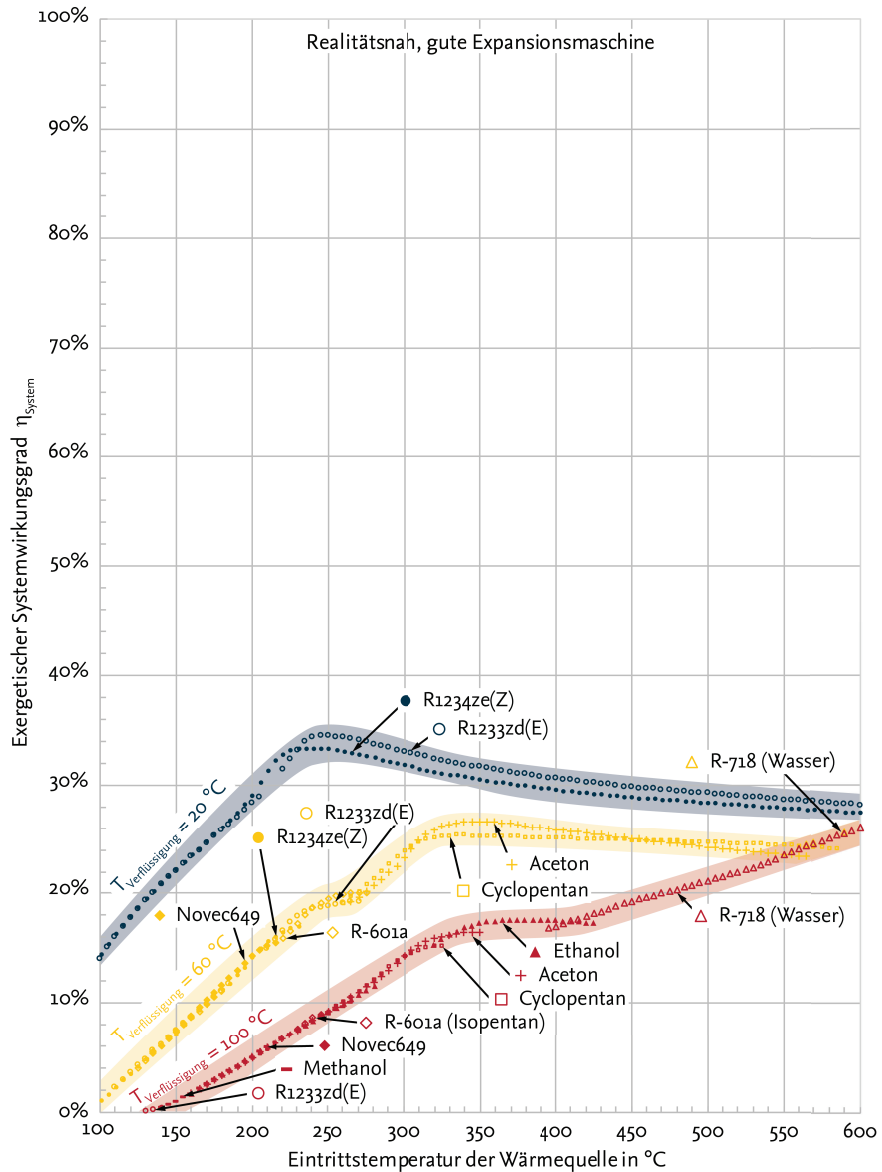


Abbildung 2.5: Maximale exergetische Systemwirkungsgrade für das Szenario *Realitätsnah, gute Expansionsmaschine* aller betrachteten Medien in Abhängigkeit der Wärmequellentemperatur und der Verflüssigungstemperatur.

Gegenüber dem Grenzpotential zeigt das realitätsnahe Szenario mit sehr guter Expansionsmaschine (Abbildung 2.4) vor allem bei geringeren Wärmequellentemperaturen deutlich geringere maximale exergetische Wirkungsgrade.

Bei Verringerung des Isentropenwirkungsgrads der Expansionsmaschine von 75 auf 50 % im Szenario *Realitätsnah, gute Expansionsmaschine* (Abbildung 2.5) zeigt sich eine weitere deutliche Reduktion der maximalen exergetischen Systemwirkungsgrade. Die Graphen für Verflüssigungstemperaturen von 80 und 100 °C fallen ab ca. 500 °C Wärmequellentemperatur für die realitätsnahen Szenarien zusammen. Bei diesen Randbedingungen weist der Clausius-Rankine-Prozess mit Wasser als Arbeitsmedium die höchsten exergetischen Wirkungsgrade auf. Da die gewählte Randbedingung die Verflüssigungstemperatur auf den Normdruck begrenzt, kann sich der exergetische Systemwirkungsgrad durch Absenken der Verflüssigungstemperatur nicht weiter erhöhen. Der Clausius-Rankine-Prozess erreicht erst ab einer Temperatur oberhalb von 600 °C die höchsten exergetischen Wirkungsgrade.

Die vorangegangenen Abbildungen zeigen die maximal mit einem Rankine-Prozess erreichbaren exergetischen Systemwirkungsgrade, ohne übersichtlich darzustellen, auf welche Arbeitsmedien sich diese beziehen. Um bei einer spezifischen Wärmequellentemperatur direkt diejenigen Arbeitsmedien identifizieren zu können, deren Prozess die höchsten exergetischen Wirkungsgrade erzielen können, wird eine neue Darstellungsform entwickelt. Die Karte höchster exergetischer Systemwirkungsgrade wird in den folgenden drei Abbildungen verwendet. Ein gefüllter Balken in der Karte gibt an, dass der exergetische Systemwirkungsgrad innerhalb eines definierten Konfidenzintervalls bei dieser Wärmequellentemperatur in dem jeweiligen Szenario erreichten exergetischen Wirkungsgrads beträgt. Im Folgenden wird das Konfidenzintervall mit 5 Prozentpunkten angesetzt. Das bedeutet, dass der Prozess bei gefülltem Balken mindestens 95 % des maximal bei dieser Wärmequellentemperatur berechneten exergetischen Systemwirkungsgrads erreicht.

Abbildung 2.6 zeigt die Karte höchster exergetischer Systemwirkungsgrade für das Szenario *Grenzpotential*. Prozesse mit den Kältemitteln R-1233zd(E) und R-1234ze(Z) weisen vor allem bei niedrigen Wärmequellen- und Verflüssigungstemperaturen höhere exergetische Wirkungsgrade als andere Arbeitsmedien auf. Hin zu höheren Wärmequellen- und Verflüssigungstemperaturen weist Cyclopentan die höchsten exergetischen Wirkungsgrade auf. Die verbleibenden Arbeitsmedien sind bei idealen Prozessparametern lediglich bei hohen Verflüssigungstemperaturen in einem engeren Wärmequellentemperaturbereich konkurrenzfähig.

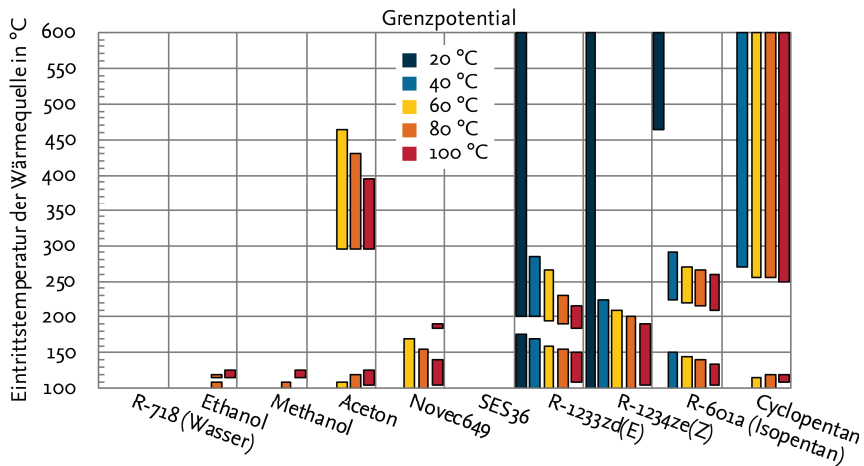


Abbildung 2.6: Karte höchster exergetischer Systemwirkungsgrade für das Szenario *Grenzpotential* (vgl. Tabelle 2.1). Ein gefüllter Balken zeigt an, dass der Prozess des Arbeitsmediums mind. 95 % des maximal bei dieser Wärmequellen- und Verflüssigungstemperatur erreichten exergetischen Systemwirkungsgrads aufweist.

Im Vergleich zum Szenario *Grenzpotential* verändert sich die Karte beim Szenario *Realitätsnahen, sehr gute Expansionsmaschine* (Abbildung 2.7). Für höhere Verflüssigungs- und Wärmequellentemperaturen zeigt sich, dass die Medien Ethanol, Aceton und Wasser an Konkurrenzfähigkeit gegenüber Cyclopentan gewinnen. Der exergetische Wirkungsgrad von Wasser ist in dieser Parametrierung bei Wärmequellentemperaturen ab ca. 400 °C und 100 °C Verflüssigungstemperatur konkurrenzlos. Die Verhältnisse bei Verflüssigungstemperaturen unterhalb von 80 °C verändern sich geringfügig. Aceton schließt bei Verflüssigungstemperaturen von 40 und 60 °C sowie bei Wärmequellentemperaturen von 310 und 440 °C zu Cyclopentan auf.

Im Szenario *Realitätsnah, gute Expansionsmaschine* (Abbildung 2.8) bleiben die Verhältnisse bei Verflüssigungstemperaturen unterhalb von 80 °C nahezu gegenüber dem Szenario mit sehr guter Expansionsmaschine unverändert. Für Verflüssigungstemperaturen von 80 und 100 °C verliert Cyclopentan die Stellung des leistungsfähigsten Arbeitsmediums an Ethanol, Methanol und Aceton.

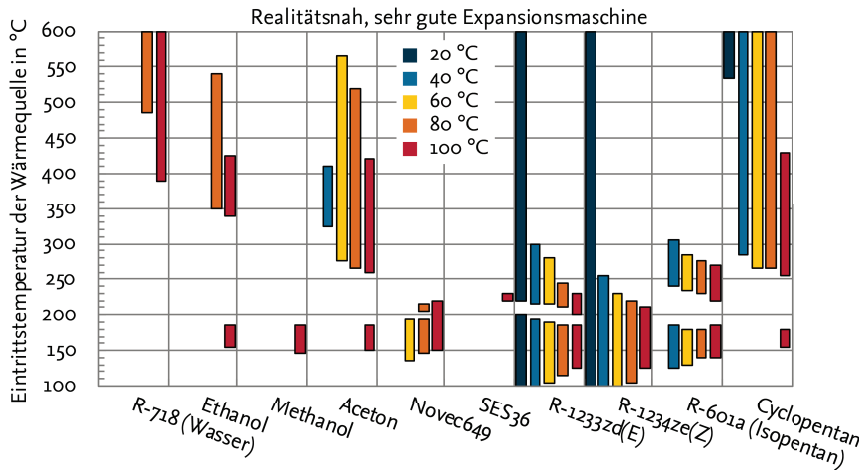


Abbildung 2.7: Karte höchster exergetischer Systemwirkungsgrade das Szenario *Realitätsnah, sehr gute Expansionsmaschine* (vgl. Tabelle 2.1).

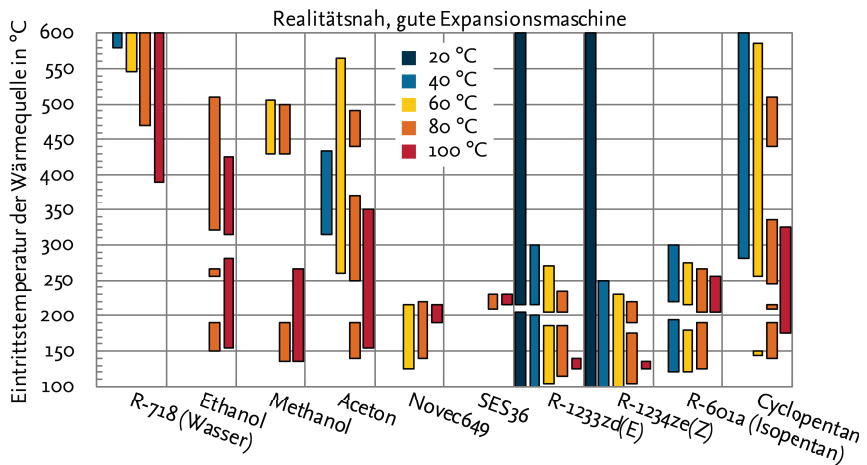


Abbildung 2.8: Karte höchster exergetischer Wirkungsgrade für das Szenario *Realitätsnah, gute Expansionsmaschine* (vgl. Tabelle 2.1).

Aus den vorangegangenen Abbildungen lassen folgende Erkenntnisse ableiten:

- Die Verflüssigungstemperatur hat, korrelierend mit dem Carnot-Wirkungsgrad, einen sehr großen Einfluss auf die maximal erreichbaren exergetischen Systemwirkungswirkungsgrade.
- Realitätsnah gewählte Komponentenverluste verringern die erwartbaren exergetischen Systemwirkungsgrade gegenüber dem Grenzpotential um mehr als ein Drittel
- Der Vergleich der exergetischen Systemwirkungsgrade für die Szenarien mit sehr guter und guter Expansionsmaschine zeigt einen großen Einfluss des Expansionsmaschinenverlusts.
- Die teils nur engen Temperaturintervalle der Wärmequelle, in denen die untersuchten Prozesse das höchste Potential aufweisen, zeigen, dass die exergetischen Systemwirkungsgrade über die Wärmequellentemperatur große Gradienten aufweisen. Je niedriger die arbeitsmediumspezifische Wärmequellentemperatur im Maximum ist, desto größer sind die Gradienten.
- Die Veränderung der Komponentenverluste in den einzelnen Szenarien bedingt eine Veränderung der Karte höchster exergetischer Systemwirkungsgrade. Dies zeigt eine unterschiedlich große Sensitivität einzelner Komponentenverluste von Kreisprozessen der untersuchten Arbeitsmedien auf den exergetischen Systemwirkungsgrad.

Die Frage, welches Arbeitsmedium die höchsten exergetischen Systemwirkungsgrade für eine bestimmte Wärmequellentemperatur aufweist, hängt somit von der gewählten Verflüssigungstemperatur und den Komponentenverlusten ab. Die konkreten Auswirkungen von einzelnen Komponentenverlusten bzw. deren Sensitivitäten und auf die Prozessführungsgrößen werden im nächsten Kapitel für Rankine-Prozesse mit drei verschiedenen Arbeitsmedien quantifiziert und miteinander verglichen.

3 Auswirkungen von Komponentenverlusten auf den exergetischen Systemwirkungsgrad und auf die optimalen Prozessführungsgrößen

Eine Schlussfolgerung aus den Ergebnissen des vorangegangenen Kapitels ist, dass sich Komponentenverluste je nach Arbeitsmedium unterschiedlich stark auf den exergetischen Systemwirkungsgrad eines Prozesses auswirken. In diesem Abschnitt werden die Auswirkungen der Komponentenverluste auf jene sowie die optimalen Prozessführungsgrößen detailliert für Rankine-Prozesse mit den Arbeitsmedien R-1233zd(E), Cyclopentan und Ethanol in Abhängigkeit der Wärmequellentemperatur untersucht. Diese Arbeitsmedien werden aufgrund der ermittelten exergetischen Systemwirkungsgrade als geeignete Kandidaten für diverse Fahrzeug-Integrationskonzepte ausgewählt:

R-1233zd(E) eignet sich für den Anwendungsfall mit niedrigen Wärmequellentemperaturen zwischen 100 und 300 °C und Verflüssigungstemperaturen unterhalb von 40 °C. Diese können mit einem gesonderten, entsprechend groß dimensionierten Verflüssiger erreicht werden. Gesonderte Bewertung erfordert das geringfügig vorhandene Ozonabbaupotential.

Cyclopentan deckt den Anwendungsfall mit Wärmequellentemperaturen im Mittel über 250 °C mit einem Verflüssiger in einem Niedertemperatur-Rückkühlkreislauf oder einem gesonderten, klein dimensionierten Verflüssiger ab.

Ethanol repräsentiert eine nicht-integrative Fahrzeuganwendung [23] mit Abgastemperaturen im Mittel über 300 °C und der Rückkühlung über das Motorkühlsystem bei 80...100 °C.

Für die Sensitivitätsanalyse werden verschiedene Werte der Modellparameter (Kapitel 2.1) kombiniert (siehe Tabelle 3.1). Die 448 möglichen Szenarien und die 101 betrachteten Wärmequellentemperaturen ergeben 45.248 Optimierungsrechnungen je Arbeitsmedium.

Tabelle 3.1: Variierte Komponentenparameter

Komponentenparameter	Werte
$\eta_{Exp, isen}$	{1, 0.9, 0.8, 0.7, 0.6, 0.5, 0.4}
$\eta_{Pumpe, isen}$	{1, 0.75, 0.50, 0.25}
ΔT_{pp}	{0, 10, 20, 30} K
η_{IWUE}	{1, 0.8}
$\Delta p_{Verd}, \Delta p_{Verfl}$	{0, 1} bar

3.1 Verteilung optimaler Prozessführungsgrößen

Wie sich die exergetischen Systemwirkungsgrade für verschiedene Prozessführungsgrößen aus dem Produkt des Nutzungsgrads der Wärmequelle und des exergetischen Prozesswirkungsgrads zusammensetzen (siehe Kapitel 1.2), veranschaulicht der Rankine-Prozesses mit Cyclopentan im Szenario *Realitätsnah, sehr gute Expansionsmaschine* für eine Wärmequellentemperatur von 250 °C (Abbildung 3.1). Die Kennfelder zeigen den Nutzungsgrad der Wärmequelle, den exergetischen Prozess- und den Systemwirkungsgrad über den Druck p_4 und die Enthalpie h_4 am Eintritt in die Expansionsmaschine. Dieser Zustandspunkt wird folgend als Betriebspunkt bezeichnet. Beachtenswert sind die großen Gradienten im Kennfeld des Nutzungsgrads im Vergleich zum Prozesswirkungsgrad in diesem Beispiel. Dadurch liegt der Betriebspunkt des maximalen Systemwirkungsgrads nahe des maximalen Nutzungsgrads im Zweiphasengebiet. Bei Verwendung einer Strömungsmaschine sind Betriebspunkte innerhalb des Zweiphasen-Gebiets ausgeschlossen, um die Komponente vor Schädigung durch Tropfenschlag zu schützen. Der optimale, für diese Randbedingung zulässige Betriebspunkt befindet sich deshalb nahe der Taulinie und signifikant niedrigerem Druck p_4 . Der exergetische Systemwirkungsgrad ist bei sonst gleichen Komponentenwirkungsgraden um 6 Prozentpunkte kleiner.

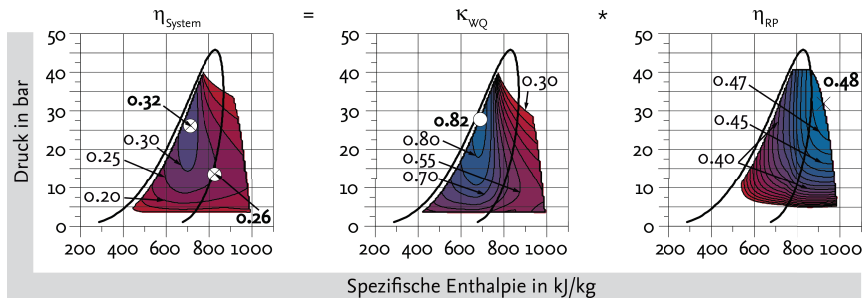


Abbildung 3.1: Exergetische Systemwirkungsgrade, Nutzungsgrade und exergetischer Prozesswirkungsgrade über Druck p_4 und Enthalpie h_4 am Eintritt der Expansionsmaschine (Cyclopentan, Szenario *Realitätsnah, sehr gute Expansionsmaschine*, $T_{WQ} = 250$ °C, $T_{\text{Verfl}} = 60$ °C).

In Abbildung 3.2 sind die Kreisprozesse der drei Arbeitsmedien bei optimierter Prozessführungen für drei unterschiedlichen Wärmequellentemperaturen dargestellt. Diese gelten für das Szenario *Realitätsnah, sehr gute Expansionsmaschine*. Ebenfalls ist die Ortskurve der optimalen Prozessführungsgrößen für alle Wärmequellentemperaturen von 100 bis 600 °C

abgebildet. Diese lässt im Phasendiagramm allerdings keine Zuordnung eines Eintrittszustands auf eine spezifische Wärmequellentemperatur zu. Anhand des Verlaufs der Ortskurve können die Betriebsbereiche Teillast, Nennlast und Grenzlast definiert werden.

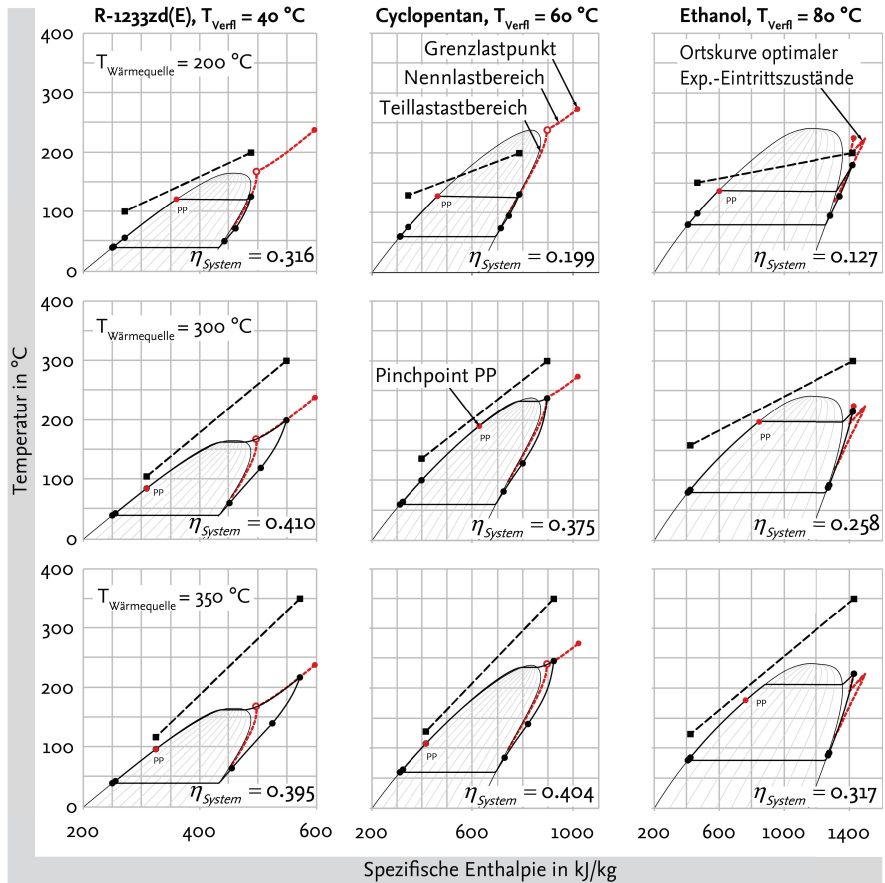


Abbildung 3.2: Temperatur-Enthalpie-Diagramme der Arbeitsmedien R-1233zd(E), Cyclopentan und Ethanol. Dargestellt sind die Prozessführungen mit den höchsten exergetischen Systemwirkungsgraden für Wärmequellentemperaturen von 200, 300 und 350 °C für das Szenario *Realitätsnah, sehr gute Expansionsmaschine*.

Die drei Betriebsbereiche lassen sich anhand folgender Merkmale abgrenzen:

- Teillast** Der Druck und die Enthalpie am Expansionsmaschineneintritt werden nicht durch den Grenzdruck und die thermische Stabilitätsgrenze des Arbeitsmediums begrenzt. Der Pinchpoint befindet sich im Verdampfer am Ende der Vorwärmstrecke auf der Siedelinie des Arbeitsmediums (vgl. Abbildung 3.2, links oben).
- Nennlast** Die Ortskurve der optimalen Prozessführungsgrößen verläuft entlang der Isobaren des festgelegten Grenzdrucks. Die Enthalpie oder Überhitzung wird entsprechend der Wärmequellentemperatur am Wärmeübertrager variiert. Der Pinchpoint wandert im Verdampfer in Richtung des Arbeitsmediums eintritts (vgl. Abbildung 3.2, Mitte unten).
- Grenzlast** Der Druck und die Enthalpie am Expansionsmaschineneintritt entsprechen jeweils den zulässigen Grenzwerten (oberer Endpunkt der Ortskurve). Die maximale Enthalpie oder Überhitzung ist durch die thermische Stabilitätsgrenze des Arbeitsmediums begrenzt (vgl. Abbildung 3.2, rechts unten).

Bei Erreichen des Grenzlastbetriebs kann eine höhere Wärmequellentemperatur zu keiner Steigerung des exergetischen Systemwirkungsgrads führen, da die Exergieverluste im Verdampfer zunehmen und der exergetische Prozesswirkungsgrad gleichbleibt. Die Grenztemperaturen für den betrachteten Fall sind in Abbildung 3.3 dargestellt. Für Ethanol limitiert die Zersetzungstemperatur die Erhöhung der Überhitzung bereits ab 310 °C. Daher geht der Teillastbetrieb direkt in den Grenzlastbetrieb über.

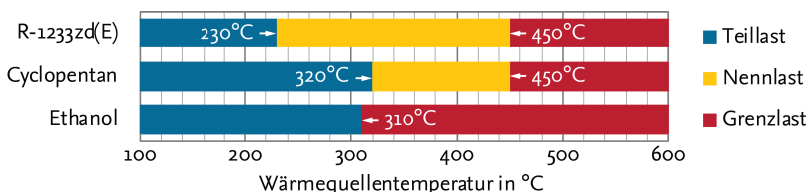


Abbildung 3.3: Grenztemperaturen der Lastbereiche für die Arbeitsmedien R-1233zd(E), Cyclopentan und Ethanol für das Szenario *Realitätsnah, sehr gute Expansionsmaschine*.

Vergleicht man die Ortskurven der optimalen Prozessführungsgrößen für alle Komponentenparameter-Konstellationen, fällt auf, dass diese deutlich auseinanderliegen. Abbildung 3.4 zeigt die minimalen und maximalen Überhitzungen und Eintrittsdrücke in die

Expansionsmaschine, die abhängig von der Konfiguration zum höchsten exergetischen Systemwirkungsgrad führen. Ebenso ist der Mittelwert über alle Konfigurationen des untersuchten Parameterraums für die drei Rahmenkonzepte dargestellt. Bei allen drei Rahmenkonzepten ist die Differenz zwischen den Graphen des minimalen und maximalen Drucks sehr groß. Bei R-1233zd(E) und Cyclopentan liegt der Mittelwert der Drücke nah beim Maximalwert, die Überhitzungstemperaturen eher beim Minimalwert. Dies deutet auf eine eher geringere Varianz der optimalen Eintrittszustände hin.

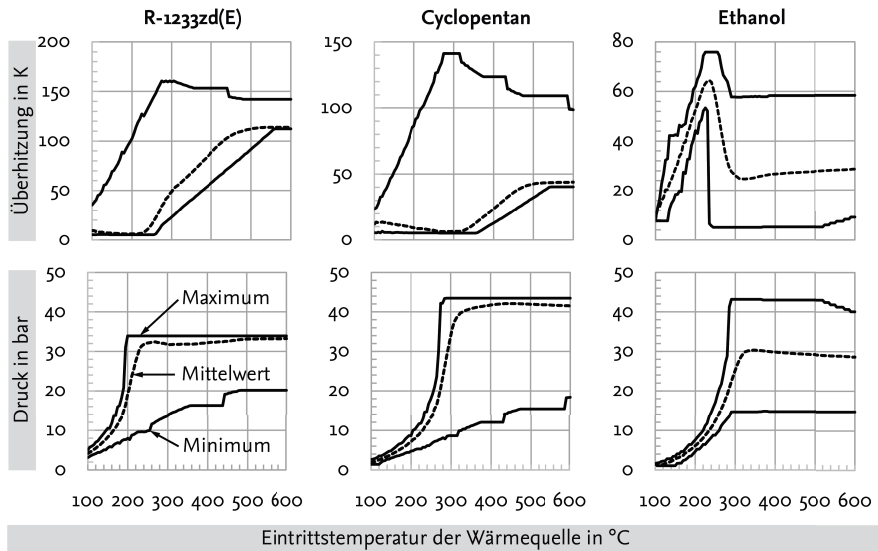


Abbildung 3.4: Überhitzungstemperaturen und Drücke am Expansionsmaschineneintritt in Abhängigkeit der Wärmequelleneintrittstemperatur, die abhängig von Komponentenparameter maximale exergetischen Systemwirkungsgrade aufweisen. Es werden die minimal und maximal auftretenden Werte sowie die Mittelwerte über 448 Konfigurationen je Arbeitsmedium dargestellt.

Bei Ethanol hingegen liegt der Mittelwert mittig zwischen Minimum und Maximum. Der optimale Eintrittszustand ist bei Ethanol daher besonders sensitiv auf die Komponentenverluste. Die großen Streuungen zeigen, dass die optimalen Prozessführungsgrößen neben der Wärmequellentemperatur auch wesentlich von Komponentenverlusten beeinflusst werden. Da sich im realen Betrieb die Verluste einer Komponente mit variierenden Randbedingungen stark ändern können, ist die Verwendung einer einfachen Trajektorie für die Betriebsstrategie nicht zielführend. Einfache mathematische Beziehungen zur Berechnung der optimalen Prozessführungsgrößen anhand des bekannten Systemzustands können

durch den Autor nicht nachgewiesen werden. Eine Optimierung für den aktuellen Systemzustand erscheint auch aufgrund der hohen, erreichten Rechengeschwindigkeit zielführender.

3.2 Beiträge der Komponenten am Gesamtverlust

Um Sensitivitäten der Rankine-Prozesse mit unterschiedlichen Arbeitsmedien auf Komponentenverluste vergleichen und bewerten zu können, wird die Methode der Verlustbeiträge angewendet, wie sie von Riedl [61] und Galindo et al. [62] beschrieben wird. Die Methode quantifiziert den Beitrag des Verlusts einer Komponente am Gesamtexergieverlust übergreifend für parallel und seriell verschaltete energiewandelnde Systeme.

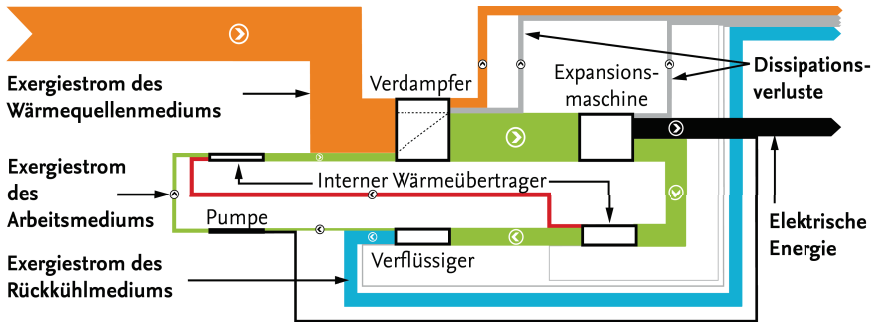


Abbildung 3.5: Exergiestrom-Darstellung eines Abwärmenutzungsprozesses. Das Verhältnis der Pfeildicken entspricht dem Verhältnis der Beträge der Exergiestrome. Da die Komponenten als adiabatisch angenommen werden, sind hier keine Exergieverlustströme an die Umgebung eingezeichnet.

Verlustbeitragsmethode

Im Folgenden wird die Methode von der Einzelkomponente hin zum integrierten System beschrieben. Die Komponentenverlustkennzahl ϵ_{Komp} definiert sich über das Verhältnis der Summe aus dem dissipierten Exergiestrom ($\dot{E}_{\text{Komp,diss}}$) und dem Verlust- bzw. Austrittsexergiestrom, der das Subsystem über die Komponente verlässt ($\dot{E}_{\text{Komp,Subsystem,aus}}$), und dem in die Komponente eintretenden Exergiestrom $\dot{E}_{\text{Komp,ein}}$:

$$\epsilon_{\text{Komp}} = \frac{\dot{E}_{\text{Komp,diss}} + \dot{E}_{\text{Komp,Subsystem,aus}}}{\dot{E}_{\text{Komp,ein}}} \quad 3.1$$

Dissipations- und Austrittsexergieströme können über eine Exergiestrombilanz über die Komponente bzw. das Subsystem ermittelt werden. In Abbildung 3.5 sind die zur Bilanzierung relevanten Exergieströme im Rankine-Prozess schematisch dargestellt. Die Differenzierung der in der Komponente ungenutzten Exergieströme ist notwendig, da die Austrittsexergieströme im Gegensatz zu dissipierten Exergieströmen prinzipiell in nachgelagerten Komponenten oder Prozessen genutzt werden können.

Der Gewichtungsfaktor κ ist das Verhältnis des Eintrittsexergiestroms in die Komponente und des eintretenden Exergiestroms ins energiewandelnde System (hier: Rankine-Prozess):

$$\kappa_{Komp} = \frac{\dot{E}_{Komp,ein}}{\dot{E}_{Subsystem,ein}} \quad 3.2$$

Über das Produkt von Komponentenverlustkennzahl und Gewichtungsfaktor erhält man den Verlustbeitrag λ der Komponente:

$$\lambda_{Komp} = \kappa_{Komp} \cdot \varepsilon_{Komp} = \frac{\dot{E}_{Komp,diss} + \dot{E}_{Komp,Subsystem,aus}}{\dot{E}_{Subsystem,ein}} \quad 3.3$$

Die Verlustbeiträge der Komponenten eines Subsystems erlauben, in Relation zueinander gesetzt, Aussagen über das Optimierungspotential einer Komponente für das Gesamtsystem zu treffen. Die Differenz der Summe aller Komponentenverlustbeiträge zu eins ergibt den exergetischen Wirkungsgrad des Subsystems:

$$\eta_{Subsystem} = 1 - \sum_i \lambda_{Komp\ i} \quad 3.4$$

Bei parallel oder seriell verschalteten Systemen ist der Gesamtwirkungsgrad die Summe aus dem Gewichtungsfaktor des Subsystems (analog Gleichung 3.2) multipliziert mit dem Subsystem-Wirkungsgrad. Das betrachtete Abwärmenutzungssystem besteht lediglich aus dem Subsystem Rankine-Prozess, sodass sich die Methode auf folgenden Zusammenhang vereinfacht:

$$\eta_{System} = \sum_i (\kappa_{Subsystem\ i} \cdot \eta_{System,i}) = \sum_i \left(\frac{\dot{E}_{Subsystem\ i,ein}}{\dot{E}_{System,ein}} \cdot \eta_{System\ i} \right) \quad 3.5$$

hier: $\eta_{System} = \kappa_{WQ} \cdot \eta_{RP} = \kappa_{WQ} \cdot (1 - \sum_i \lambda_{Komp\ i})$

Verlustbeiträge für Prozesse mit R-1233zd(E), Cyclopentan und Ethanol

In diesem Abschnitt werden die Verlustbeiträge bei optimierten Prozessführungsgrößen für die drei Arbeitsmedien in Abhängigkeit der Wärmequellentemperatur aufgetragen. In den folgenden Abbildungen werden die Verluste für den Prozess (oben) und für den Verdampfer (unten) separat dargestellt. Die Prozessverluste schlüsseln sich in die Dissipation in der Expansionsmaschine, in der Pumpe und im internen Wärmeübertrager sowie in den Verlust-Exergiestrom im Verflüssiger auf. Die Verdampferverluste addieren sich aus dem dissipierten Anteil und dem Anteil des eintretenden Exergiestroms, der den Verdampfer wieder ungenutzt verlässt. Die Exergievernichtung in Pumpe und Expansionsmaschine sind für das Szenario *Grenzpotehtial* gleich Null (siehe Abbildung 3.6). Aufgrund der höheren Verflüssigungstemperatur ist der Exergieverlust über den Verflüssiger bei Ethanol am höchsten. Mit zunehmender Wärmequellentemperatur steigt für alle drei Medien der exergetische Prozesswirkungsgrad und konvergiert ab einer Temperatur zwischen 250 und 300 °C.

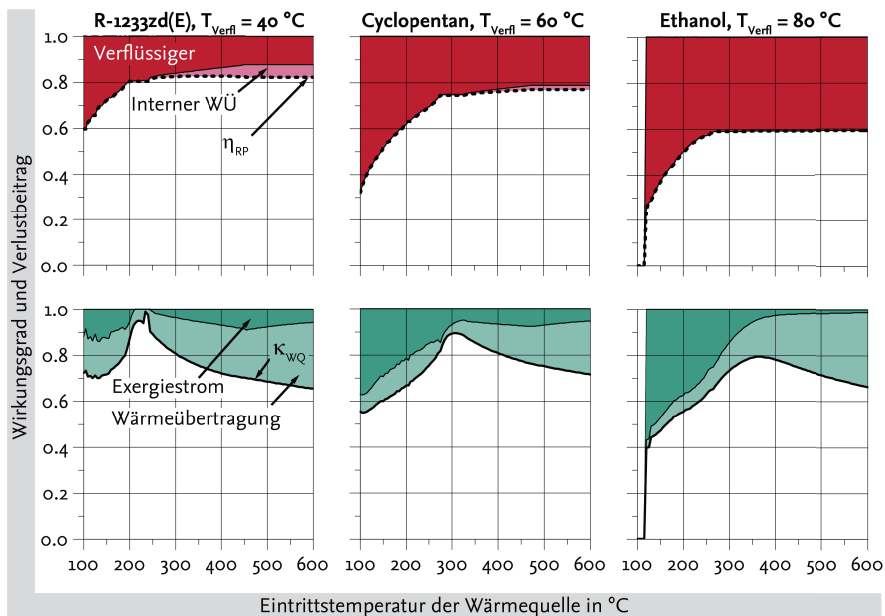


Abbildung 3.6: Maximale exergetische Wirkungsgrade und Verlustbeiträge für das Szenario *Grenzpotehtial* für die Arbeitsmedien R-1233zd(E), Cyclopentan und Ethanol in Abhängigkeit der Wärmequellentemperatur.

Die Exergieverluste, die im internen Wärmeübertrager auftreten, entsprechen dem Exergieanteil der Gasphase bis zum Erreichen der Verflüssigungstemperatur. Dieser Anteil würde

ohne internen Wärmeübertrager dem Verflüssiger zufallen. Ein höherer Verlustanteil bedeutet daher einen höheren rekurperierten Wärmestrom. Der Einfluss des internen Wärmeübertragers wird später vertieft. Die Verläufe des Nutzungsgrads weisen deutliche Maxima auf. Das Maximum fällt jeweils mit dem Beginn des Nennlastbetriebsbereichs zusammen. Im Teillastbetrieb bei niedrigen Wärmequellentemperaturen liegt der Pinchpoint zu Beginn der Verdampfung auf der Siedelinie. Mit höheren Wärmequellentemperaturen wandert der Pinchpoint in Richtung des Arbeitsmediumseintritts, wodurch der Anteil des ungenutzten Exergiestroms sinkt. Mit Erreichen der Nennlastgrenze nimmt die Exergievernichtung im Wärmeübertrager stetig zu.

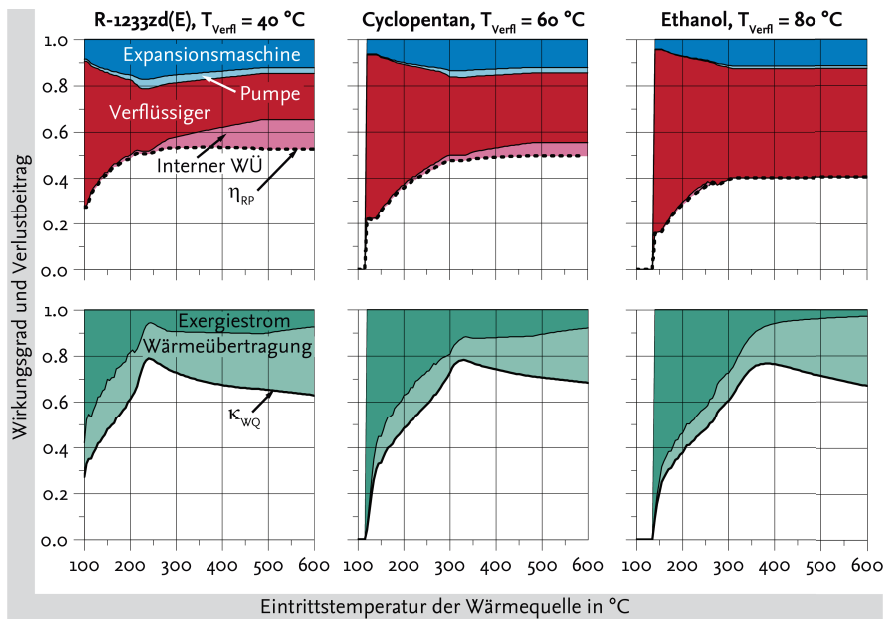


Abbildung 3.7: Exergetische Wirkungsgrade und Verlustbeiträge für das Szenario *Realitätsnah, sehr gute Expansionsmaschine* für die Arbeitsmedien R-1233zd(E), Cyclopentan und Ethanol in Abhängigkeit der Wärmequellentemperatur.

Abbildung 3.7 zeigt die Verlustbeiträge für die Konfiguration *Realitätsnah, sehr gute Expansionsmaschine*. Der Verlustbeitrag der Expansionsmaschine ist größer als der Beitrag der Pumpe, allerdings kleiner als der Beitrag der hohen Verflüssigungstemperatur. Mit sinken der Verdampfungsenthalpie steigen die notwendigen Arbeitsmediummassenströme. Daher ist auch der Verlustbeitrag der Pumpe bei Ethanol im Vergleich zu Cyclopentan oder R-1233zd(E) gering.

Der Einfluss der Pinchpoint-Temperaturdifferenz von 20 K wirkt sich vor allem im Teillastbetrieb aus. Diese erhöht den Anteil der ungenutzten Exergie erheblich. Der Einfluss sinkt mit Erreichen des Grenzlastbetriebs deutlich. Die Wärmeströme im internen Wärmeübertrager steigen gegenüber dem Grenzpotential, weil der Expansionsmaschinenaustrittszustand durch den schlechteren Isentropenwirkungsgrad eine höhere Überhitzungstemperatur aufweist. Die Auswirkung der Verringerung des isentropen Expansionsmaschinenwirkungsgrads auf 0.5 zeigt sich in Abbildung 3.8 am exergetischen Prozesswirkungsgrad. Während sich der Verlustbeitrag der Expansionsmaschine für die sehr gute Expansionsmaschine noch auf ähnlichem Niveau befindet, steigen die Verluste bei R-1233zd(E) mit abnehmendem Expansionsmaschinenwirkungsgrad deutlicher als bspw. bei Ethanol. Hieraus lassen sich bereits unterschiedliche Sensitivitäten der Arbeitsmedien auf Komponentenverluste ableiten.

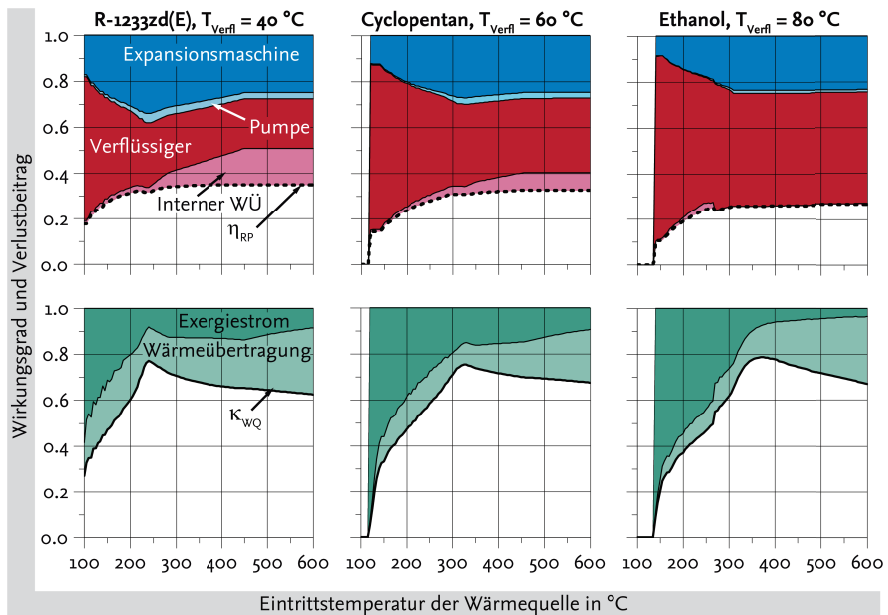


Abbildung 3.8: Exergetische Wirkungsgrade und Verlustbeiträge für das Szenario *Realitätsnah*, *gute Expansionsmaschine* für die Arbeitsmedien R-1233zd(E), Cyclopentan und Ethanol in Abhängigkeit der Wärmequellentemperatur.

Auswirkungen des internen Wärmeübertragers

Die Verlustbeitragsanalyse eignet sich, um die theoretischen Auswirkungen des internen Wärmeübertragers auf die Bewertungsgrößen zu analysieren. In Abbildung 3.9 sind die Verlustbeiträge für einen Rankine-Prozess mit Cyclopentan mit Werten für das Szenario *Realitätsnah, sehr gute Expansionsmaschine* mit und ohne internem Wärmeübertrager gegenübergestellt. Die Graphen des exergetischen Prozesswirkungsgrads und des Nutzungsgrads für den Prozess mit internem Wärmeübertrager sind auf die Darstellung ohne internem Wärmeübertrager projiziert. Der interne Wärmeübertrager erhöht den exergetischen Prozesswirkungsgrad. Die Verbesserung ist aufgrund abweichender, optimaler Prozessführungsgrößen größer als der Verlustanteil, der auf die Rekuperation entfällt (mit 80 % Wirkungsgrad der internen Wärmeübertragung). Der Anteil der nicht genutzten Wärmequellenexergie erhöht sich aufgrund der höheren Eintrittstemperatur des Arbeitsmediums in den Verdampfer. Die theoretischen exergetischen Systemwirkungsgrade weichen im Teillastbetrieb weniger als 1 Prozentpunkt voneinander ab. Mit zunehmender Wärmequellen-temperatur ermöglicht der interne Wärmeübertrager um bis zu 12 Prozentpunkte höhere exergetische Systemwirkungsgrade. Der große Vorteil zeigt sich durch die deutliche Verringerung der Verflüssigungsenergie, was dem Flächenvergleich der Verlustbeiträge des Verflüssigers zu entnehmen ist. Die Kosten der Verflüssigung sind im exergetischen Systemwirkungsgrad nicht berücksichtigt. Daher kann die Schlussfolgerung gezogen werden, dass der Einsatz eines internen Wärmeübertragers in Rankine-Prozessen, die nicht überwiegend im Niedriglastbereich betrieben werden, sinnvoll ist.

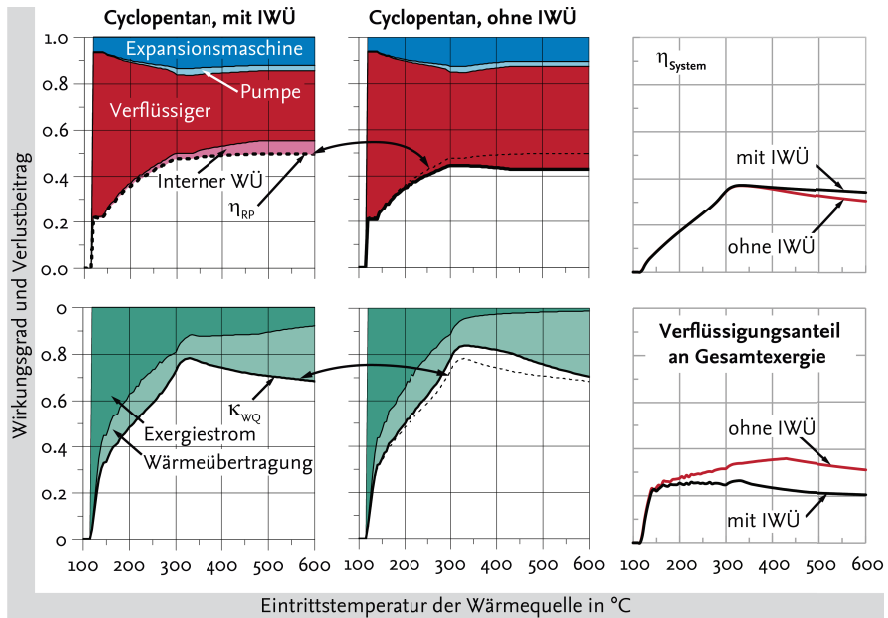


Abbildung 3.9: Einfluss des internen Wärmeübertragers am Beispiel von Cyclopentan für das Szenario *Realitätsnah, sehr gute Expansionsmaschine*.

Auswirkungen der Zwangsüberhitzung am Eintritt der Expansionsmaschine

Zur vollständigen Vermeidung von Tropfenschlag erfordert die Strömungsmaschine einen überhitzten, dampfförmigen Zustand zu Beginn und Ende der Expansion. Volumetrische Expansionsmaschinen erlauben auch zweiphasige Zustände. In Abbildung 3.1 wird bereits auf höhere exergetische Systemwirkungsgrade bei Entspannung aus dem Zweiphasengebiet im Teillastbetrieb hingewiesen. In Abbildung 3.10 sind die Verlustbeiträge für Cyclopentan in der Konfiguration *Realitätsnah, sehr gute Expansionsmaschine* für beide Varianten gegenübergestellt. Die exergetischen Wirkungsgrade des Prozesses mit überhitzter Expansion sind auf die Darstellung mit Expansion ins Zweiphasengebiet projiziert. Die Erhöhung des Nutzungsgrads der Wärmequelle für Temperaturen unterhalb von 320 °C ist deutlich. Dieser Vergleich setzt voraus, dass die Expansionsmaschinenwirkungsgrade identisch sind. Wissenschaftliche Veröffentlichungen bescheinigen Strömungsmaschinen deutlich höhere isentrope Wirkungsgrade. Es ist für den Einzelfall zu berechnen, ob ein höherer Nutzungsgrad der Wärmequelle die höheren Expansionsmaschinenverluste kompensiert.

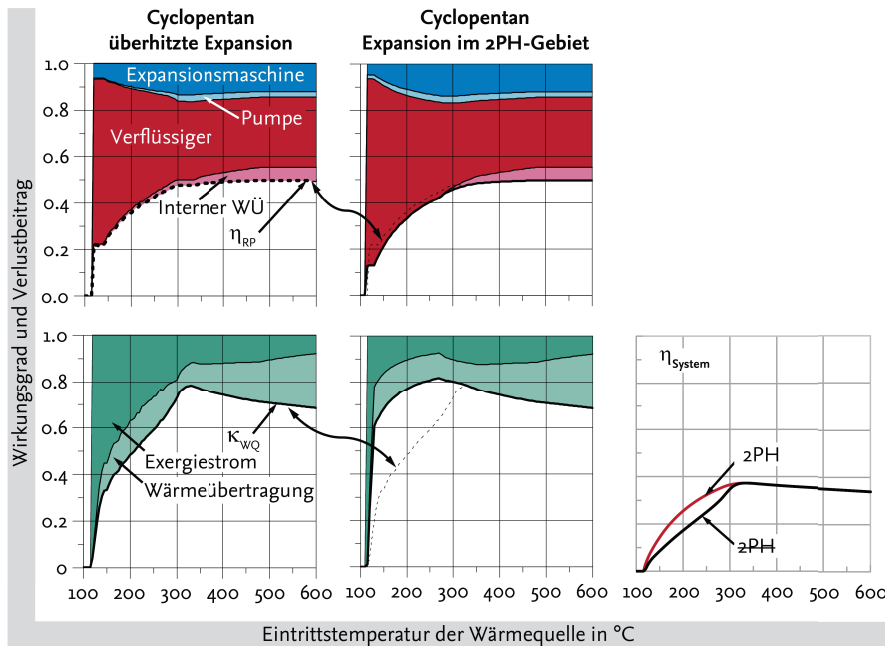


Abbildung 3.10: Potential der Verbesserung durch Expansion ins Zweiphasengebiet (2PH) am Beispiel von Cyclopentan für das Szenario *Realitätsnah, sehr gute Expansionsmaschine*.

3.3 Sensitivitätsanalyse für Rankine-Prozesse mit R-123zd(E)

Die Verlustbeitragsanalysen für drei verschiedene Konfigurationen der drei Arbeitsmedien zeigen, dass sich die Beträge der Komponentenverluste unterschiedlich stark auf den exergetischen Systemwirkungsgrad auswirken und dass diese abhängig vom Lastbereich sind. Im Folgenden werden die Sensitivitäten mit Hilfe der anfangs beschriebenen Studie bestimmt und visualisiert. Hierfür werden im ersten Schritt die Simulationsergebnisse in die drei Lastbereiche Teillast, Nennlast und Grenzl原因 aufgeteilt. Im zweiten Schritt werden alle exergetischen Systemwirkungsgrade eines gemeinsamen Parameterwerts gemittelt und ins Verhältnis zum Mittelwert aller Ergebnisse eines Lastbereichs gesetzt. Aus den Graphen lassen sich daher folgende Schlüsse ziehen: Je größer die Steigung des Graphen, desto größer der Einfluss der Komponente auf den exergetischen Systemwirkungsgrad. Ist die Steigung konstant, ist es der Einfluss des Parameters ebenfalls. Liegen die Graphen einer Komponente nicht übereinander, ändert sich der Einfluss der Komponente mit dem Betriebsbereich des Prozesses.

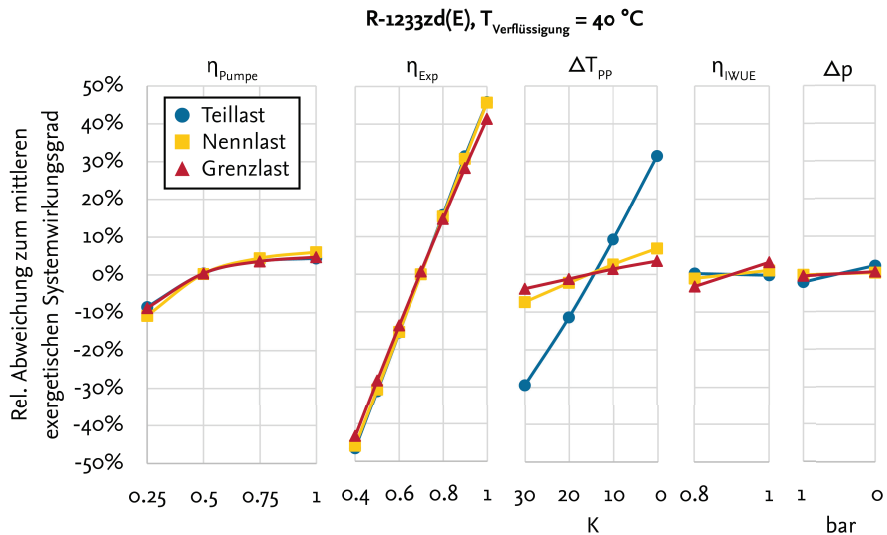


Abbildung 3.11: Sensitivität der Komponentenverluste auf den exergetischen Systemwirkungsgrad von R-1233zd(E) für die Lastbereiche Teillast, Nennlast und Grenzlast. Dargestellt wird der relative mittlere exergetische Systemwirkungsgrad aller Studien mit gemeinsamen Parameterwert für den jeweiligen Lastbereich. Normiert ist die Abweichung auf den mittleren exergetischen Systemwirkungsgrad aller Ergebnisse für den jeweiligen Lastbereich. Je größer die Steigung, desto größer der Einfluss des Parameters. Ist die Steigung konstant, ist es der Einfluss des Parameters ebenfalls.

In Abbildung 3.11 ist der große, konstante und für alle Betriebsbereiche äquivalente Einfluss des Isentropenwirkungsgrads der Expansionsmaschine erkennbar. Der Einfluss des Pumpenwirkungsgrads ist hingegen nicht konstant und nimmt mit sinkendem Wirkungsgrad zu. Der Einfluss der Pinchpoint-Temperaturdifferenz am Verdampfer ist vom Lastbereich abhängig. Im Teillastbetrieb wirkt sich bspw. eine Verringerung der Temperaturdifferenz um 10 K ähnlich wie eine Verbesserung des isentropen Expansionsmaschinenwirkungsgrads um 15 Prozentpunkte aus. Im Nenn- und Grenzlastbetrieb nimmt diese Sensitivität ab. Eine Verbesserung des internen Wärmeübertragers wirkt sich vor allem im Grenzlastbetrieb aus. Druckverluste haben allenfalls im Teillastbetrieb Auswirkungen auf den exergetischen Systemwirkungsgrad.

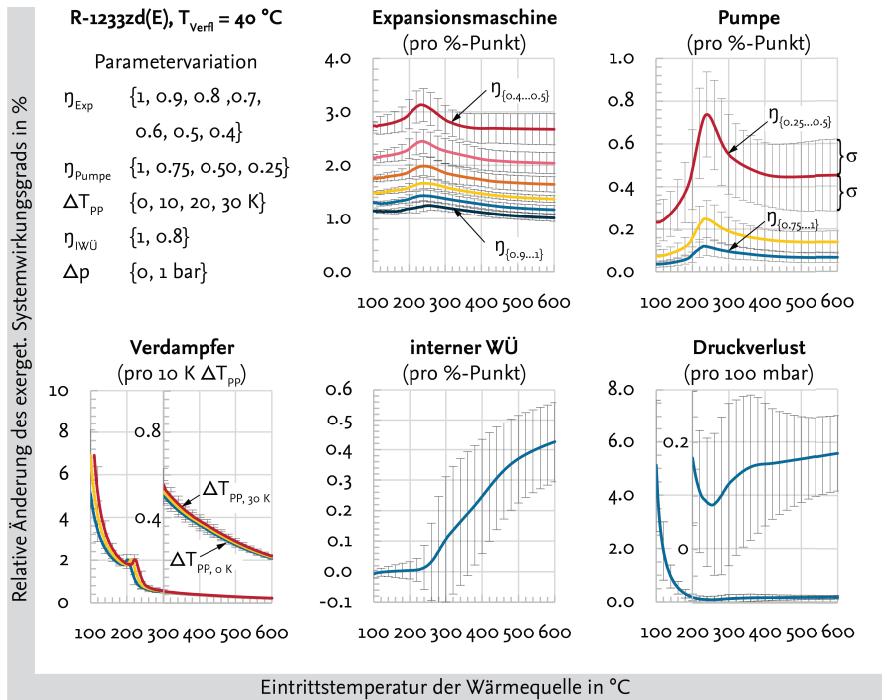


Abbildung 3.12: Relative Änderung des exergetischen Systemwirkungsgrad von R-1233zd(E) für die angegebene Parameteränderungen in Abhängigkeit des jeweiligen Ausgangsniveaus. Eine hohe Standardabweichung weist auf hohe Quereinflüsse der Parameter hin.

Um die Änderungen des exergetischen Systemwirkungsgrade durch eine verbesserte Komponente abschätzen zu können, werden die Differenzenquotienten zwischen Gruppen mit angrenzenden Parameterwerten gebildet. Er gibt an, um wieviel sich der exergetische Systemwirkungsgrad prozentual ändert, wenn die Komponente um einen Prozentpunkt verbessert, die Pinchpoint-Temperaturdifferenz um 10 K oder der Druckverlust in den Wärmeübertragern um 100 mbar reduziert wird. Aufgetragen sind die gemittelten Differenzenquotienten in Abbildung 3.12 in Abhängigkeit der Wärmequellentemperatur. Die eingezeichnete Varianz zeigt Unschärfe des Differenzenquotienten, wenngleich die Streuung nicht normalverteilt ist. Eine hohe Standardabweichung weist auf hohe Quereinflüsse der Parameter hin.

Erkenntnisse aus der vorangegangenen Darstellung können ebenfalls in diesem Schaubild gefunden werden. Ein konstanter Einfluss eines Parameters zeigt sich am gleichmäßigen Abstand der Graphen. Eine große Steigung gibt an, dass sich die Maßnahme stark mit der

Wärmequellentemperatur bzw. dem Betriebsbereich ändert. Eine große Unschärfe weist auf große Quereinflüsse zu anderen Parametern hin.

Die Differenzenquotienten für R-1233zd(E) zeigen, dass sich Verbesserungen im Wirkungsgrad der Pumpe und der Expansionsmaschine stärker auswirken, je schlechter der Ausgangswirkungsgrad ist. Während sich eine Verbesserung des Expansionsmaschinenwirkungsgrads über alle untersuchten Wärmequellentemperaturen annähernd gleich auswirkt, ist eine Verbesserung des Pumpenwirkungsgrads bei Betrieb in höherer Teillast und Nennlast besonders effektiv. Eine Verringerung der Pinchpoint-Temperaturdifferenz wirkt sich ähnlich stark für alle untersuchten Werte aus. Für Wärmequellentemperaturen unter 200 °C zeigen auch die Verbesserung der Wärmeübertragung und eine Senkung des arbeitsmediumseitigen Druckverlusts große Wirkung. Bemerkenswert ist, dass sich eine Verbesserung des Wirkungsgrads des internen Wärmeübertragers im Teillastbetrieb negativ auf den exergetischen Systemwirkungsgrad auswirken kann. Über das vollständige Wärmequellen-Temperaturspektrum empfiehlt sich die Investition in eine effizientere Expansionsmaschine.

3.4 Sensitivitätsanalyse für Rankine-Prozesse mit Cyclopentan

Die Darstellung der gemittelten Sensitivität der Komponentenverluste für Cyclopentan (siehe Abbildung 3.13) zeigt eine ähnliche Charakteristik zu R-1233zd(E). Lediglich der Einfluss der Pumpeneffizienz im Teillastbetrieb nimmt gegenüber Nenn- und Grenzlastbetrieb ab und unterscheidet sich dadurch von R-1233zd(E).

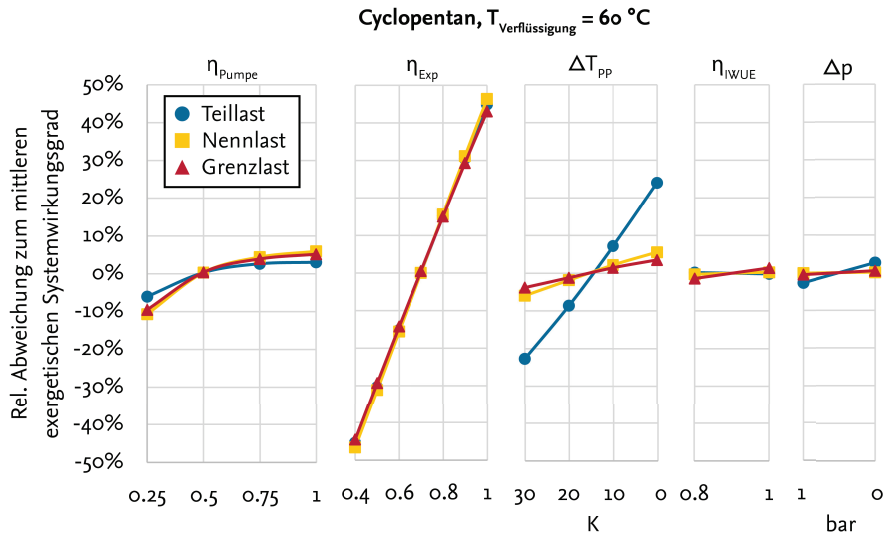


Abbildung 3.13: Sensitivität der Komponentenverluste auf den exergetischen Systemwirkungsgrad von Cyclopentan für die Lastbereiche Teillast, Nennlast und Grenzlast. Dargestellt wird der relative mittlere exergetische Systemwirkungsgrad aller Studien mit gemeinsamen Parameterwert für den jeweiligen Betriebsbereich. Normiert ist die Abweichung auf den mittleren exergetischen Systemwirkungsgrad aller Ergebnisse für den jeweiligen Lastbereich. Je größer die Steigung, desto größer der Einfluss des Parameters. Ist die Steigung konstant, ist es der Einfluss des Parameters ebenfalls.

Daher ergeben sich auch für die Darstellung der relativen Änderungen in Abbildung 3.14 keine deutlichen Abweichungen. Lediglich die Verbesserung der Wärmeübertragung und die Reduzierung der Druckverluste zeigen eine höhere Wirkung als bei R-1233zd(E). Auch die Maxima der Graphen der Pumpe sind nicht so deutlich ausgeprägt. Die Wirkung eines besseren internen Wärmeübertragers im Nenn- und Grenzlastbetrieb ist im Mittel halb so groß.

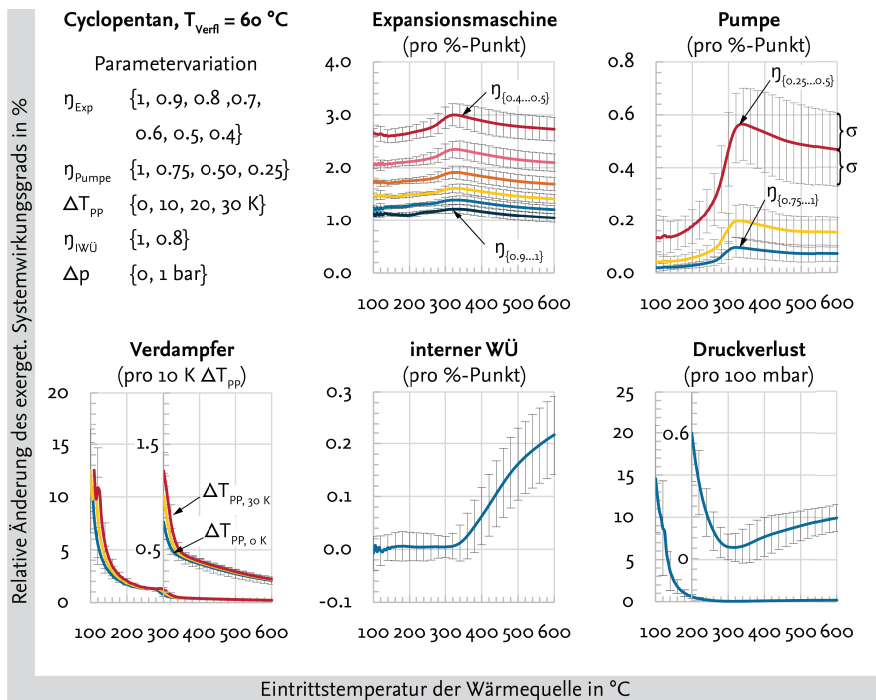


Abbildung 3.14: Relative Änderung des exergetischen Systemwirkungsgrad von Cyclopentan für die angegebene Parameteränderungen in Abhängigkeit des jeweiligen Ausgangsniveaus. Eine hohe Standardabweichung weist auf hohe Quereinflüsse der Parameter hin.

3.5 Sensitivitätsanalyse für Rankine-Prozesse mit Ethanol

Ethanol unterscheidet sich bezogen auf Parametersensitivitäten deutlicher von Cyclopentan und R-1233zd(E) (Abbildung 3.15). Ein schlechterer isentroper Wirkungsgrad der Pumpe hat einen deutlich kleineren Einfluss auf den exergetischen Systemwirkungsgrad. Dasselbe gilt für den Isentropenwirkungsgrad der Expansionsmaschine. Wesentlich sensitiver ist Ethanol auf die Pinchpoint-Temperaturdifferenz.

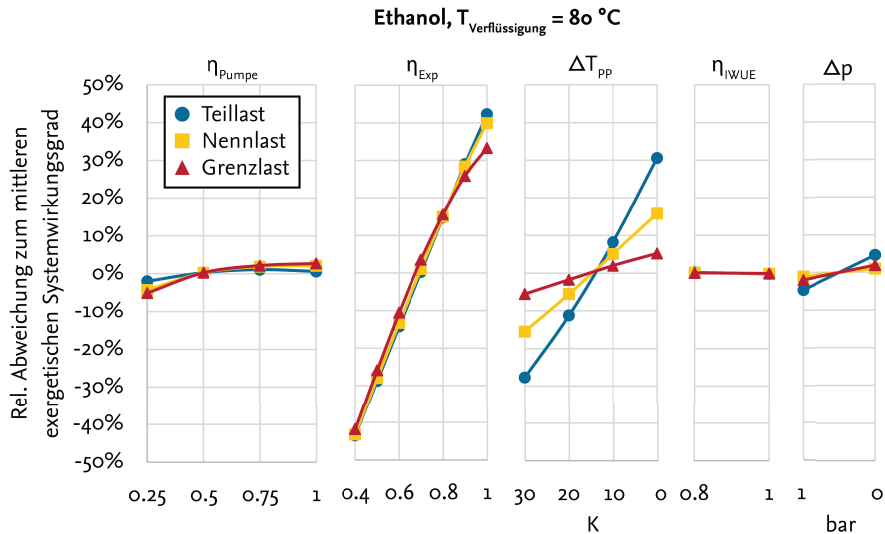


Abbildung 3.15: Sensitivität der Komponentenverluste auf den exergetischen Systemwirkungsgrad von Ethanol für die Lastbereiche Teillast, Nennlast und Grenzlast. Dargestellt wird der relative mittlere exergetische Systemwirkungsgrad aller Studien mit gemeinsamen Parameterwert für den jeweiligen Lastbereich. Normiert ist die Abweichung auf den mittleren exergetischen Systemwirkungsgrad aller Ergebnisse für den jeweiligen Lastbereich. Je größer die Steigung, desto größer der Einfluss des Parameters. Ist die Steigung konstant, ist es der Einfluss des Parameters ebenfalls.

Abbildung 3.16 veranschaulicht die Sensitivitäten auf den exergetischen Systemwirkungsgrad in Abhängigkeit der Wärmequellentemperatur für den jeweiligen Parameterwert. Mit höherem Isentropenwirkungsgrad der Expansionsmaschine ist das Verbesserungspotential geringer als bei Cyclopentan und R-1233zd(E) und nimmt mit Erreichen der Grenzlast sprunghaft ab. Bei dieser theoretischen Betrachtung würde sich ein (besserer) interner Wärmeübertrager für Wärmequellentemperaturen unter ca. 350 °C negativ auf den exergetischen Systemwirkungsgrad auswirken.

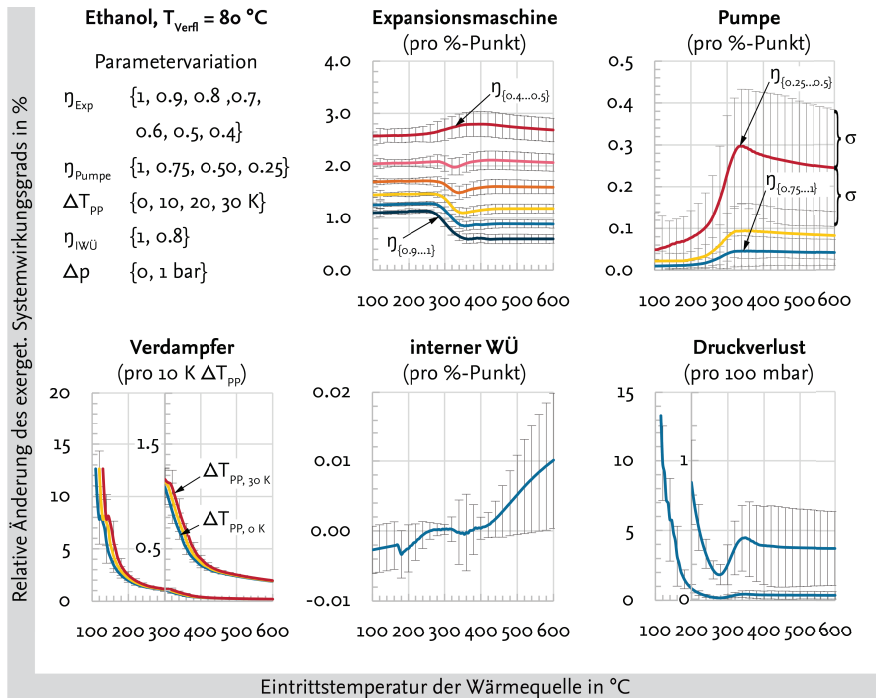


Abbildung 3.16: Relative Änderung des exergetischen Systemwirkungsgrad von Ethanol für die angegebene Parameteränderungen in Abhängigkeit des jeweiligen Ausgangsniveaus. Eine hohe Standardabweichung weist auf hohe Quereinflüsse der Parameter hin.

4 Konzeption eines Rankine-Prozesses für einen typischen Omnibus

Ziel dieses Kapitels ist die Wahl eines geeigneten Arbeitsmediums und die konzeptionelle Integration des Rankine-Prozesses in einen typischen Omnibus. Zu Beginn wird das dynamische Omnibusmodell skizziert, das im weiteren Verlauf der Arbeit die Referenz der Untersuchungen darstellt. Anhand von Abwärmeprofilen, die mit dem Omnibusmodell durch virtuelle Testfahrten in verschiedenen Fahrzyklen ermittelt werden, können exergetische Häufigkeiten der auftretenden Abgastemperaturen identifiziert werden. Diese werden zur Abschätzung der mittleren exergetischen Systemwirkungsgrade von Rankine-Prozessen unterschiedlicher Arbeitsmedien und Verflüssigungstemperaturen verwendet. Repräsentativ für die drei Integrationskonzepte, die zu Beginn von Kapitel 3 vorgestellt werden, werden relevante Größen für die Konzeption des Abgaswärmeübertragers, der Expansionsmaschine und des Verflüssigers für R-1233zd(E), Cyclopentan und Ethanol gegenübergestellt und diskutiert. Abschließend wird ein Integrationskonzept festgelegt, dass die Grundlage für die weitere Optimierung des Abgaswärmeübertragers und die Potentialbewertung in virtuellen Testfahrten bildet. Für dieses Integrationskonzept werden außerdem Referenzgrößen zur Ermittlung des Potentialverlusts durch invariable Prozessführung erläutert.

4.1 Beschreibung des dynamischen Omnibusmodells

Alle relevanten Teilsysteme des Omnibusses sind in der Programmiersprache Modelica modelliert und zu einem Gesamtfahrzeugmodell verknüpft (siehe Abbildung 4.1) und werden folgend skizziert (vgl. [63]). Viele Teilmodelle des Omnibusses stammen aus den Arbeiten im Rahmen der Dissertationen von Kossel [64] und Kaiser [3], [65], [66]. Die Modelle der Abgasnachbehandlungssysteme, des Rankine-Prozesses sowie einiger peripherer Modelle sind im Rahmen dieser Arbeit entstanden.

Längsdynamik: Die Fahrzeuggeschwindigkeit wird mit Hilfe eines Fahrermodells (Fahrer-Fahrzeug-Regelkreis) mit den Stellgliedern Gaspedalstellung, Gangzahl und Kupplungsstellung und Bremspedalstellung geregelt. Die Reibungsverluste im Längsdynamikmodell werden in den Teilsystemmodellen Antriebsstrang, Getriebe und Verbrennungskraftmaschine

über Kennfelder abgebildet. Die rotatorischen und translatorischen Trägheiten werden berücksichtigt. Zum Getriebewelleneingangsmoment addieren sich Lasten durch Nebenaggregate, die mechanisch über einen Riementrieb angebunden sind, zum angeforderten Motordrehmoment. Dieses und die Drehzahl der Motorabtriebswelle sind die Eingangswerte für Kennfelder, die den Wärmestrom in die thermische Masse des Motors, die Reibungsverluste, den Kraftstoffverbrauch und die Abgastemperatur bestimmen.

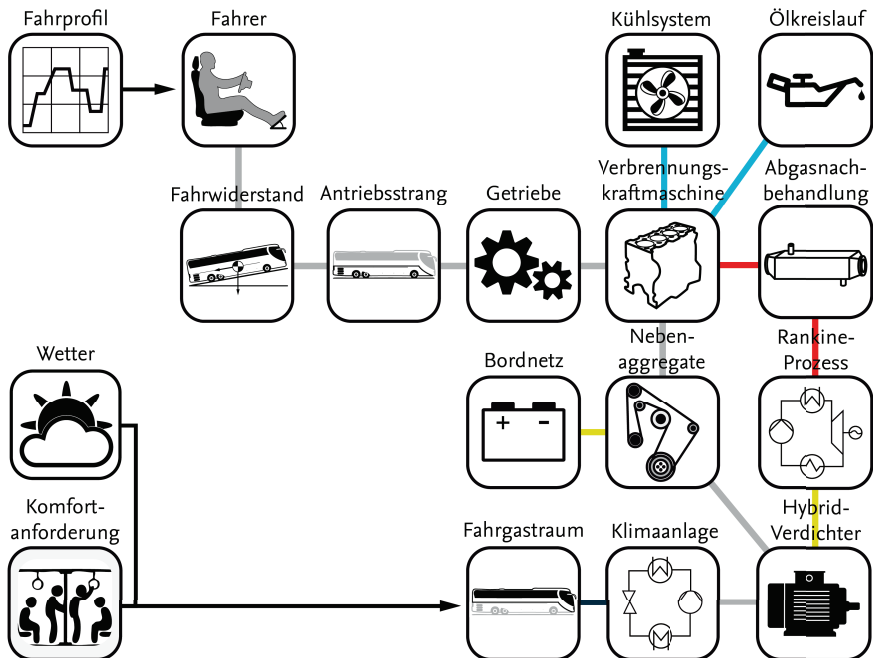


Abbildung 4.1: Abgebildete Teilsysteme und Randbedingungen des Omnibusses. Der Verdichter ist im Referenz-System rein mechanisch angetrieben. Die Darstellung zeigt bereits die gewählte konzeptionelle Integration des Rankine-Prozesses mit einem hybridisch angetriebenen Verdichter (vgl. Kapitel 4.7).

Elektrisches Bordnetz: Über das elektrische Bordnetz-Modell werden Lasten durch elektrische Verbraucher im Fahrzeug berücksichtigt. Hierzu zählen die Verflüssiger- und Verdampfergebläse der Kälteanlage, die Heizkreiswasserpumpen sowie die Beleuchtungsanlage und sonstige elektrische Grundlasten. Die elektrische Leistung wird einem verlustbehafteten Generator (Kennfeld) entnommen, der über den Riementrieb mechanisch mit der Verbrennungskraftmaschine verbunden ist.

Kühlsystem: Der Motorkühl- und Heizkreislauf ist als thermisch-hydraulisches Netzwerk mit 1-dimensionalen Modellen abgebildet. Das Teilsystemmodell umfasst alle energetisch wechselwirkenden Komponenten wie Haupt- und Heizkreiswasserpumpen, das thermische Motormodell, den Schmierölkühler, den Hauptwasserkühler, die Heizungswärmeübertrager, den Thermostat und die Heizkreisregelventile.

Fahrgastraum und Heiz-Klima-Anlage: Das Modell des Fahrgastraums bilanziert eingebrachte Wärmeströme und Feuchtigkeit über drei Ersatz-Luftvolumina. Berücksichtigt wird der konvektive Wärmeübergang, die Wärmeübertragung durch Strahlung und der Wärmedurchgang in den Wänden und Scheiben sowie die durch die Scheiben transmittierte Strahlung in den Fahrgastraum. Sitze, Fahrgäste und sonstige Einbauten werden als thermische Massen in der Bilanzierung berücksichtigt. Die Heiz-Klima-Anlage regelt die Komforttemperatur und -luftfeuchte. Sie besteht aus der Kälteanlage, der (Gegen-)Heizanlage und der Klima-Regelung. Die Kälteanlage basiert auf einem Konzept mit R-744 (CO₂) als Kältemittel [66]. Der Kältemittelverdichter, der einen im Verhältnis zur Fahrleistung großen Nebenverbraucher im Omnibus darstellt, ist im Referenzfahrzeug mechanisch über den Riementrieb mit der Verbrennungskraftmaschine verbunden.

Abgas und Abgasanlage: Der abgebildete Omnibus verfügt über ein Abgasnachbehandlungssystem mit Dieseloxydationskatalysator (DOC), Dieselpartikelfilter (DPF) und einer selektiven katalytischen Reduktionsanlage (SCR). Die Abgasanlage wird vereinfacht mit 1-D-Rohrleitungsmodellen mit massenstrom- und stoffabhängigen Wärmeübergangsbeziehungen und thermischen Ersatzmassen abgebildet. Die zusätzlichen Wärmeeinträge durch exotherme Reaktionen in Dieseloxydationskatalysator und SCR-System werden anhand vorliegender Messergebnisse approximiert. Eine Abgasrückführung ist nicht modelliert worden. Die Abgaszusammensetzung und damit die Wärmekapazität bzw. die Exergie des Abgases ist vom Verbrennungsluftverhältnis abhängig und wird über die stöchiometrische Verbrennungsgleichung [2] berechnet. Die Stoffeigenschaften werden transient für das aktuell lokal vorliegende Gasgemisch berechnet.

Mit dem vorliegenden Omnibusmodell können Wechselwirkungen des Abwärmenutzungssystems mit der Verbrennungskraftmaschine aufgrund von Lastpunktverschiebungen berechnet werden. Die Änderung der Abgastemperatur wirkt sich somit direkt auf das Abwärmenutzungssystem aus.

4.2 Betrachtete Fahrzyklen und Randbedingungen

Die Ausgangsbasis der Konzipierung und der Simulationsstudien sind zwei standardisierte Testzyklen. Der World Harmonized Vehicle Cycle (WHVC) ist dem internationalen Zertifizierungszyklus für Nutzfahrzeugmotoren WHTC [67] abgeleitet. Die niedriglastige Stadt- und Überlandfahrt ist anteilmäßig größer als beim aktuell gültigen europäischen Prüfzyklus European Transient Cycle (ETC) [68]. Die Geschwindigkeitsprofile beider Zyklen sind in Abbildung 4.2 gegenübergestellt.

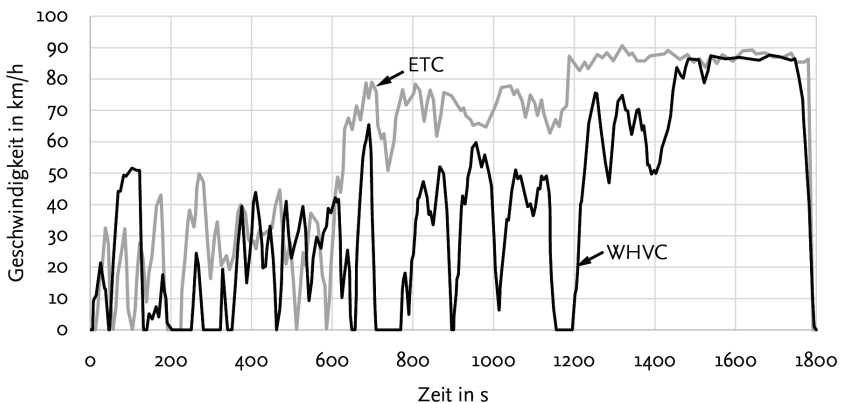


Abbildung 4.2: Geschwindigkeitsprofile für den WHVC (World Harmonized Vehicle Cycle) und ETC (European Transient Cycle).

Die Zyklussimulationen werden unter Berücksichtigung der zusätzlich notwendigen Leistungen für die Fahrgastraumklimatisierung durchgeführt. Die Umgebungsbedingungen werden für einen typischen Sommertag mit einer Umgebungstemperatur von 24 °C, einer relativen Luftfeuchte von 60 % und einer solaren Strahlungsstärke von 500 W/m² bei einer Fahrgastanzahl von 28 festgelegt. Zu Beginn des Zyklus befinden sich alle thermischen Systeme im stationären, betriebswarmen Zustand.

4.3 Simulierte Abwärmeprofile

Als Ausgangsbasis für die Konzeption des Abwärmenutzungssystems dienen die Exergiestromprofile des Abgases und des Kühlmediums im WHVC. In Abbildung 4.3 sind die simulierten Abgastemperaturen am Austritt des Motors, nach Dieseloxydationskatalysator und am Austritt aus der Abgasanlage sowie der Abgasmassenstrom dargestellt.

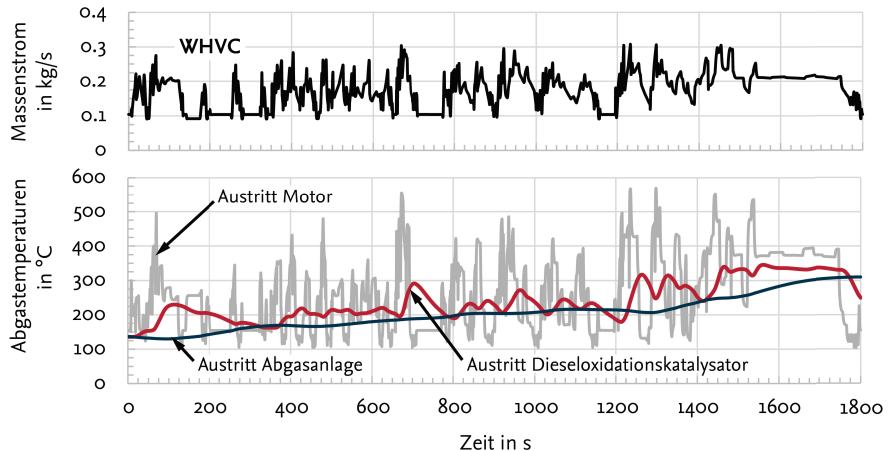


Abbildung 4.3: Simulierter Abgasmassenstrom und simulierte Abgastemperaturen an verschiedenen Positionen des Abgasstrangs für den WHVC.

Entlang des Abgasstrangs nehmen die maximalen Abgastemperaturen hin zum Austritt an die Umgebung ab. Zurückzuführen ist dies auf Konvektions- und Strahlungsverluste, aber auch auf Wärmeströme in die thermischen Ersatzmassen des Abgasnachbehandlungssystems, die dämpfend auf die stark schwankenden Abgastemperaturen wirken. Da der exergetische Systemwirkungsgrad eines Rankine-Prozesses von Seiten der Wärmequelle von deren Temperatur abhängt, werden die Zeitverläufe der Abwärmeprofile nach ihrer Temperatur sortiert, um Häufigkeiten zu bilden. In Abbildung 4.4 ist der Anteil an der Gesamtexergie einer Abgastemperatur an den drei Messstellen für den WHVC dargestellt. Die Darstellung zeigt eine hohe Streuung der Abgastemperaturen. Je näher die Messstelle dem Motorausstritt ist, desto höher ist die mittlere Abgastemperatur.

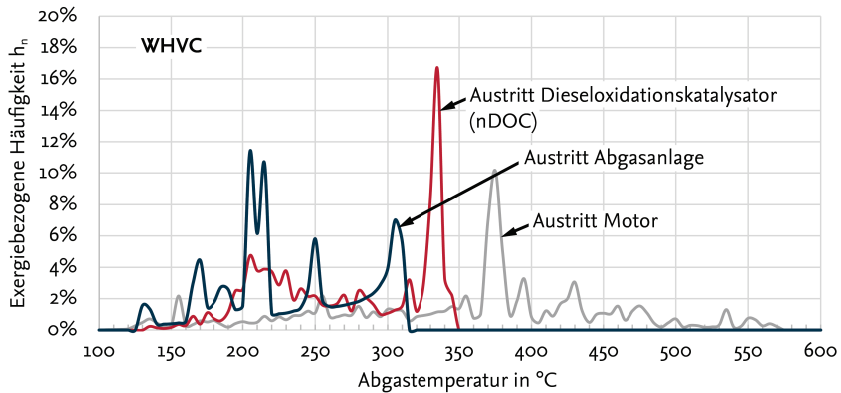


Abbildung 4.4: Anteil der temperaturspezifischen Exergiemenge an der Gesamtexergie für den WHVC an verschiedenen Positionen im Abgasstrang.

Die Ermittlung der Häufigkeit einer Abgastemperatur über den Anteil an der gesamten Abgasmasse bzw. der Enthalpie wird verworfen. Stattdessen wird eine exergiebezogene Häufigkeit verwendet. Erstens ist bei der exergiebezogenen Häufigkeit der höhere Exergiegehalt bei höheren Temperaturen im Gegensatz zur massebezogenen Gewichtung bereits berücksichtigt (siehe Abbildung 4.5).

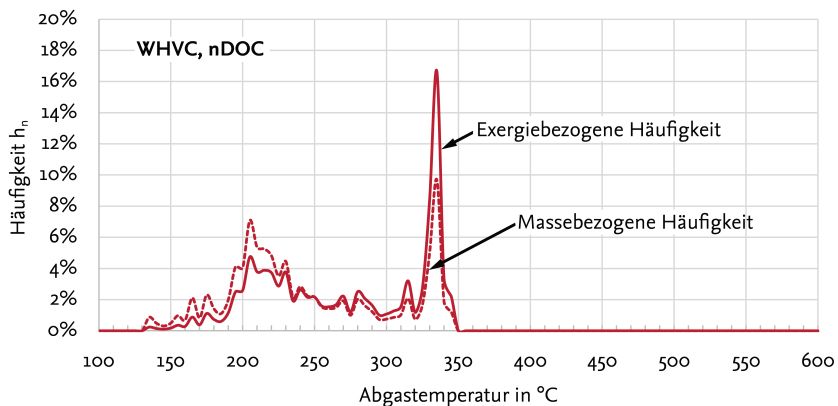


Abbildung 4.5: Vergleich der massebezogenen und exergetischen Häufigkeit am Austritt des Dieseloxydationskatalysators im WHVC.

Zweitens kann für die Schätzung des für das Fahrprofil mittleren exergetischen Systemwirkungsgrads einfach die Summe aus den Produkten der exergiebezogene Häufigkeit h_n einer

jeweiligen Abgastemperatur mit den in Kapitel 2 berechneten exergetischen Systemwirkungsgraden η_{System} multipliziert und werden:

$$\bar{\eta}_{\text{System}} = \sum_{T_{\text{Abgas}}} h_{n,\text{Exergie}}(T_{\text{Abgas}}) \cdot \eta_{\text{System}}(T_{\text{Abgas}}) \quad 4.1$$

Bei Analyse der exergiebezogenen Häufigkeiten für sowohl den ETC als auch den WHVC fällt auf, dass 45 bis 60 % der Exergie auf Abgastemperaturen unterhalb von 300 °C entfällt. Dies ist in Abbildung 4.6 oben an den über die Abgastemperatur kumulierten Häufigkeiten zu sehen. Unterhalb einer Abgastemperatur von 300 °C liegt für die meisten untersuchten Arbeitsmedien ein Teillastbetrieb vor. Damit unterliegen die optimalen Prozessführungsgrößen, aber auch die exergetischen Systemwirkungsgrade, starken Änderungen. Folglich weisen geeignete Rankine-Prozesse hohe exergetische Wirkungsgrade in einem großen Temperaturintervall auf.

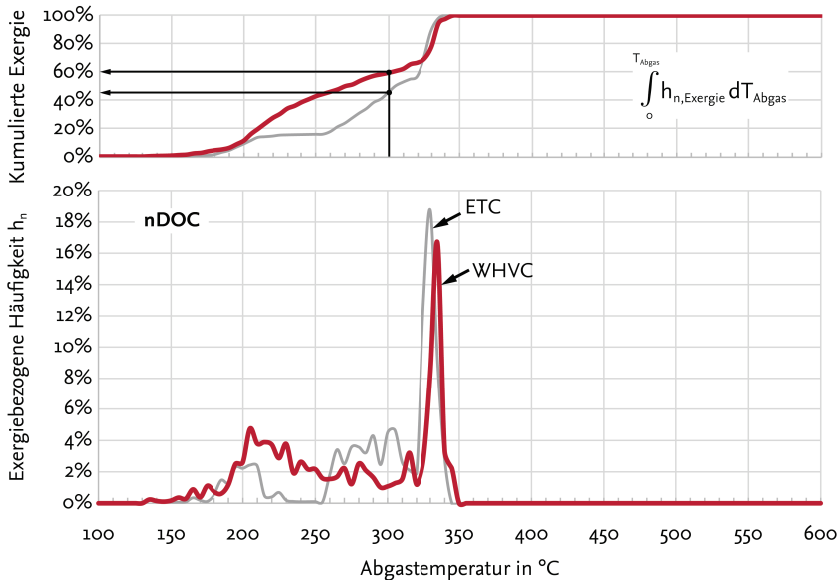


Abbildung 4.6: Vergleich der exergetischen Gewichtung der Abgastemperaturen für die Zyklen WHVC und ETC am Austritt des Dieseloxidationskatalysators. Der WHVC weist einen deutlich höheren Anteil niedrigerer Abgastemperaturen auf. 60 % der Exergie liegt bei Temperaturen unterhalb von 300 °C vor.

4.4 Mittlere exergetische Wirkungsgrade verschiedener Arbeitsmedien

Mit der exergetischen Gewichtung der Abgastemperaturen und den von der Abgastemperatur abhängigen exergetischen Wirkungsgraden der in Kapitel 2.2 untersuchten Arbeitsmedien lässt sich das Potential einzelner Arbeitsmedien für diesen Anwendungsfall quasistationär abschätzen. Für die folgende Bewertung wird die exergetische Gewichtung für die Positionierung des Abgaswärmeübertragers nach Dieseloxydationskatalysator im WHVC verwendet. In Abbildung 4.7 sind die mittleren exergetischen Wirkungsgrade für eine Auswahl geeigneter Arbeitsmedien mit den höchsten Werten und Wasser als Referenzmedium dargestellt. Für jedes Medium sind die drei Kreisprozesskonfigurationen *Grenzpotehtial*, *Realitätsnah mit sehr guter* und *guter Expansionsmaschine* für fünf verschiedene Verflüssigungstemperaturen dargestellt. Die Balkenhöhen stellen keine differentiellen Werte, sondern die absoluten mittleren exergetischen Systemwirkungsgrade dar. Erwartungsgemäß sind diese umso höher, je niedriger die Verflüssigungstemperatur ist. Limitiert wird der Effekt durch den notwendigen Volumenausgleichsapparat, der den unteren Prozessdruck auf Umgebungsdruck begrenzt. Dadurch ist die Verflüssigungstemperatur auf die Norm-Siedetemperatur nach unten begrenzt. Verflüssigungstemperaturen von 20 °C wirken sich daher nur bei R-1233zd(E) vollständig aus. Ethanol wird bei ca. 80 °C limitiert. Cyclopentan und Aceton zeigen bei den gewählten Randbedingungen für Verflüssigungstemperaturen von 60 bis 100 °C die höchsten mittleren exergetischen Wirkungsgrade. Bei 20 und 40 °C hat R-1233zd(E) das größte Potential.

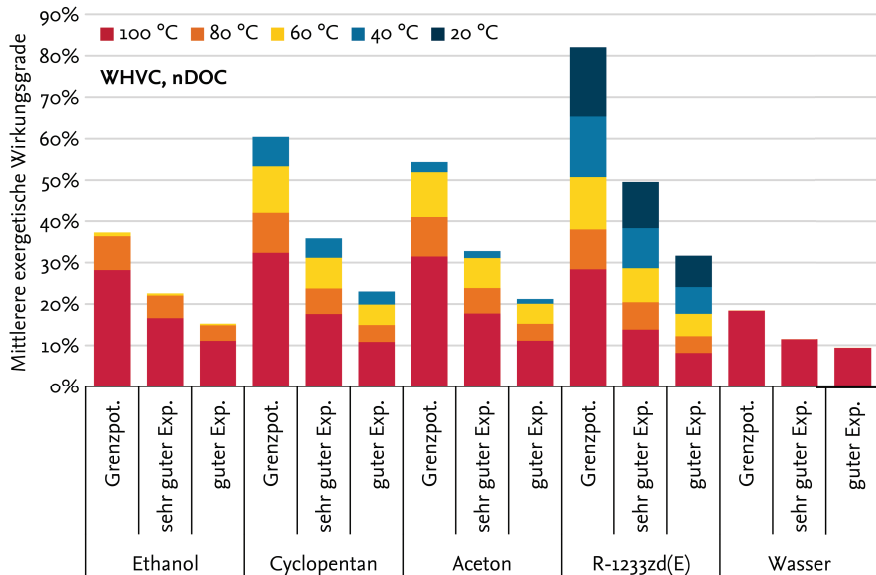


Abbildung 4.7: Mittlere exergetische Systemwirkungsgrade der besten Arbeitsmedien für drei Szenarien nach Dieseloxydationskatalysator im WHVC. Die Werte beziehen sich jeweils auf die Gesamthöhe des Balkens.

Der Vergleich der Verflüssigungsenergien zeigt, dass die gesamte rückzukühlende Wärmeenergie mit sinkender Verflüssigungstemperatur zwar zunimmt, allerdings im geringeren Maße als der mittlere exergetische Wirkungsgrad steigt (siehe Abbildung 4.8). Nichtsdestotrotz sind aufgrund der geringer werdenden Differenz zur Umgebungstemperatur die nötigen Wärmeübertragungsflächen umso größer. Unterschiede in den Verflüssigungsenergien zwischen den Arbeitsmedien sind hauptsächlich auf größere Verdampferwärmeströme zurückzuführen. Dies erklärt auch die höheren Energiemengen für die Grenzpotentialszenarien gegenüber den realitätsnahen Szenarien, welche durch die Pinchpoint-Temperaturdifferenz von 20 K geringere Verdampferwärmeströme aufweisen.

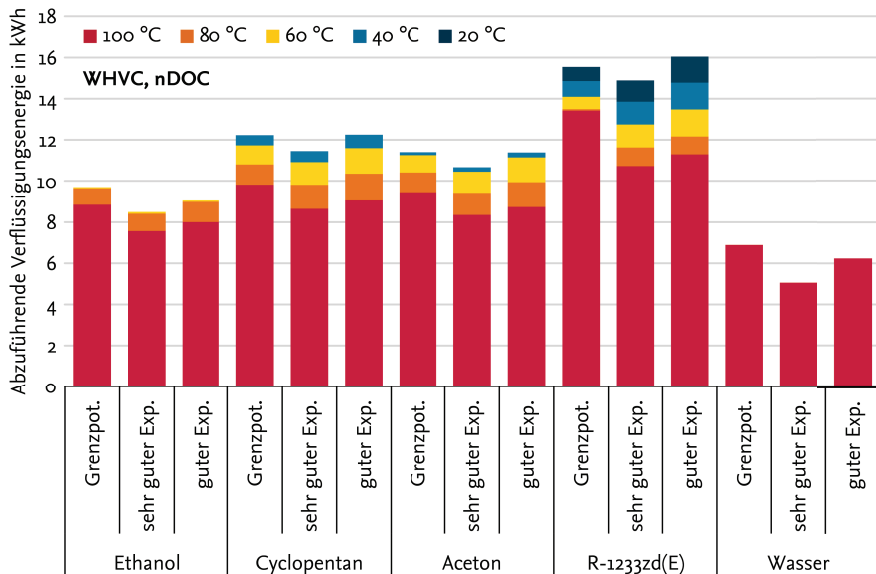


Abbildung 4.8: Vergleich der über den Verflüssiger abzuführenden Wärmeenergien ausgewählter Medien in drei Szenarien nach Dieseloxidationskatalysator im WHVC. Die Werte beziehen sich jeweils auf die Gesamthöhe des Balkens. Die abzuführenden Wärmemengen sind mit sinkender Verflüssigungstemperatur nicht signifikant größer. Aufgrund der niedrigeren Temperaturdifferenz zur Umgebung sind aber überproportional steigende Wärmeübertragerflächen zu berücksichtigen.

Abhängig vom Integrationskonzept eignen sich die Medien R-1233zd(E) für niedrige Verflüssigungstemperaturen und Cyclopentan bei Verflüssigungstemperaturen um ca. 60 °C. Ethanol weist gegenüber anderen Arbeitsmedien ein großes exergetisches Potential für kompakt ausgeführte Systeme ohne gesondertem Verflüssiger und höheren Abgastemperaturen. In Abbildung 4.9 sind die maximalen mittleren exergetischen Systemwirkungsgrade für eine optimierte, variable Prozessführung für drei Medien in den Zyklen WHVC und ETC aufgelistet. Der höhere Autobahnanteil des ETC gegenüber dem WHVC ermöglicht höhere mittlere exergetische Systemwirkungsgrade.

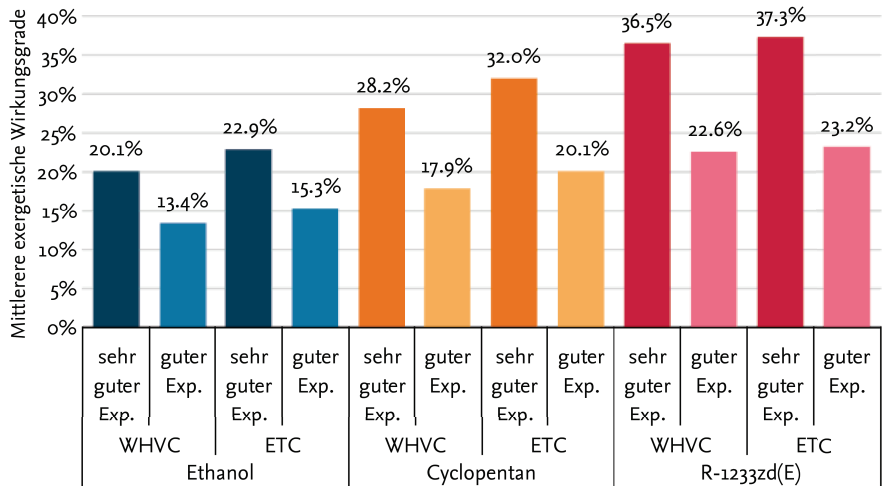


Abbildung 4.9: Mittlere exergetische Systemwirkungsgrade über die Zyklen WHVC und ETC bei optimierter Prozessführung in die Expansionsmaschine für einen Rankine-Prozess mit Cyclopentan im Szenario *Realitätsnah, sehr gute Expansionsmaschine*, bezogen auf Verflüssigungstemperaturen von 80 °C (Ethanol), 60 °C (Cyclopentan) und 40 °C (R-1233zd(E)).

4.5 Kenngrößen zur Vorauslegung von Kreisprozesskomponenten

Für die Dimensionierung der Strömungsquerschnitte der Rohrleitungen und des Abgaswärmeübertragers sowie typabhängiger Konstruktionselemente der Expansionsmaschine ist eine Analyse der auftretenden Massen- und Volumenströme sowie der Prozessdrücke sinnvoll. Hierfür wird das in Kapitel 2.1 vorgestellte, stationäre Modell quasistationär mit dem Abgasprofil des WHVC nach Dieseloxidationskatalysator mit einer 0,5 s-Diskretisierung ausgewertet. Sofern nicht anders beschrieben, gelten die Ergebnisse für das Szenario *Realitätsnah, sehr gute Expansionsmaschine*.

Unterschiede für die Arbeitsmedien R-1233zd(E), Cyclopentan und Ethanol werden über quasistationäre Simulationsergebnisse für den WHVC mit einer variablen, optimierten Prozessführung herausgearbeitet. Die folgenden Abbildungen zeigen minimale, maximale und mittlere Massen- und Volumenströme und Phasenanteile über die Abgastemperatur für die drei Arbeitsmedien. Ebenso sind die Dichte im Phasendiagramm und der Volumenstrom über der normierten Enthalpiedifferenz aufgetragen. Die jeweiligen Größen werden im Folgenden einzeln diskutiert und verglichen.

Massenströme des Arbeitsmediums

Die Arbeitsmedium-Massenströme errechnen sich aus der von der Prozessführung vorgegebenen spezifischen Enthalpiedifferenz und der aus der Wärmeübertragercharakteristik berechneten Wärmeleistung. Charakteristisch für den WHVC, aber auch den ETC, sind die im Verhältnis zur Gesamtzeit kurzen Hochlast- bzw. Beschleunigungsphasen bei niedrigen Motordrehzahlen. Weil der Abgasmassenstrom, und damit indirekt auch der des Arbeitsmediums, mit der Motordrehzahl zusammenhängt, liegen bei hohen Abgastemperaturen im Mittel auch höhere Abgasmassenströme an als bei niedrigen Abgastemperaturen.

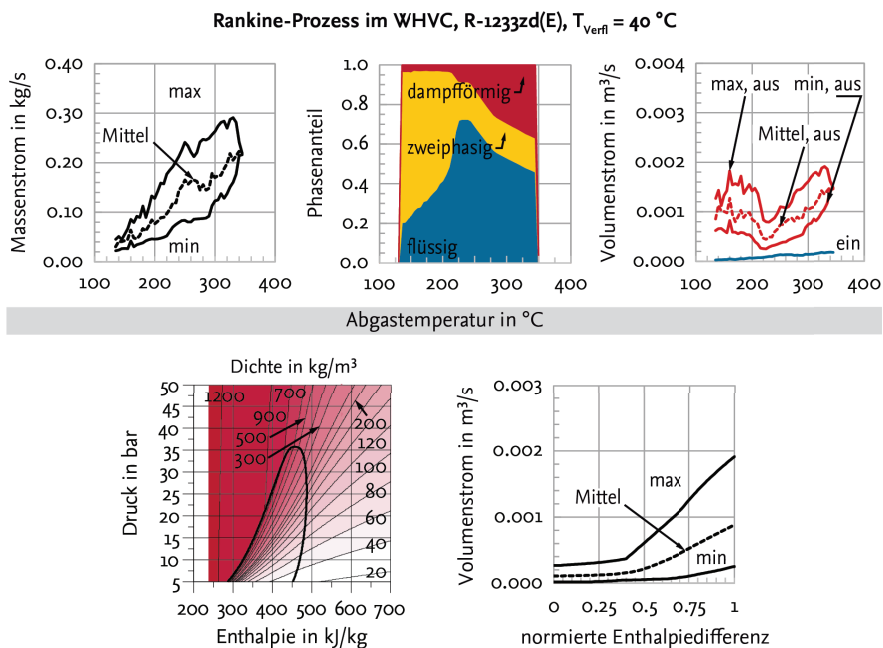


Abbildung 4.10: Massen- und Volumenströme sowie Phasenanteile im Abgaswärmeübertrager für einen Rankine-Prozess mit R-1233zd(E) im Szenario *Realitätsnah, sehr gute Expansionsmaschine* über die Abgastemperatur im WHVC.

Da die mittleren Verdampfungsenthalpien für R-1233zd(E) (Abbildung 4.10) niedriger sind als die für Cyclopentan (Abbildung 4.11) und vor allem Ethanol (Abbildung 4.12), liegen die maximalen Massenströme beim doppelten bzw. fünffachen gegenüber Cyclopentan bzw. Ethanol. Folglich muss die Pumpe viel größer dimensioniert werden. Die Druckverhältnisse bei den maximalen Massentrömen liegen für R-1233zd(E) bei 15,8 für Cyclopentan bei 30,6 und für Ethanol bei 55,0.

Rankine-Prozess im WHVC, Cyclopentan, $T_{\text{verfl}} = 60^\circ\text{C}$

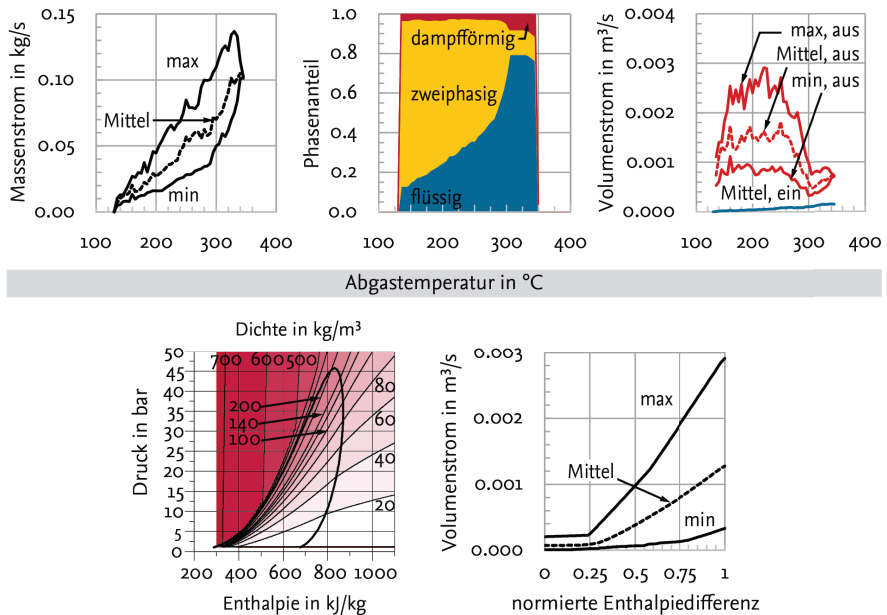


Abbildung 4.11: Massen- und Volumenströme sowie Phasenanteile im Abgaswärmeübertrager für einen Rankine-Prozess mit Cyclopentan im Szenario *Realitätsnah, sehr gute Expansionsmaschine* über die Abgastemperatur im WHVC.

Volumenströme des Arbeitsmediums über den Abgaswärmeübertrager

Bei der Auslegung der Strömungsquerschnitte ist ein Kompromiss zwischen hohen Wärmeübergangskoeffizienten und moderaten Druckverlusten zu finden. Die Massenströme eignen sich nur bedingt als Bezugsgröße, da sich die Prozessführungsgrößen mit den Abgastemperaturen ändern. Deswegen werden die Volumenströme direkt analysiert. Den Dichtekennfeldern der drei Medien kann die Dichteänderung während der Verdampfung im Abgaswärmeübertrager entnommen werden. Je nach Prozessführung verringert sich die Dichte bei R-1233zd(E) um den Faktor 10 bis 30. Bei Cyclopentan ist es ein Faktor von 5 bis 35, bei Ethanol von 7 bis 48. Trotz zunehmendem Massenstrom verringert sich der Volumenstrom mit höheren Abgasmassenströmen. Die Ausnahme stellt R-1233zd(E) dar. Hier ist der Nenndruck bereits bei einer Abgastemperatur von 230°C erreicht. Bei höheren Temperaturen erhöht sich die Überhitzung bzw. Enthalpie, was wieder zu niedrigeren Dichten und damit höheren Volumenströmen führt.

Rankine-Prozess im WHVC, Ethanol, $T_{\text{Verfl}} = 80^\circ\text{C}$

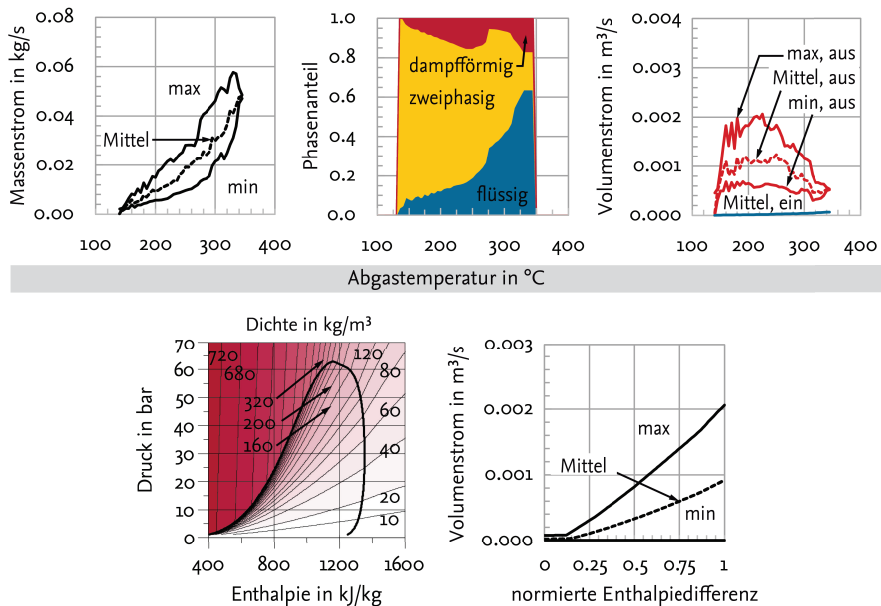


Abbildung 4.12: Massen- und Volumenströme sowie Phasenanteile im Abgaswärmeübertrager für einen Rankine-Prozess mit Ethanol im Szenario *Realitätsnah, sehr gute Expansionsmaschine* über die Abgastemperatur im WHVC.

Bei der Dimensionierung der Strömungsquerschnitte im Überhitzungsbereich des Abgaswärmeübertragers muss bei Cyclopentan und Ethanol zwischen sehr hohen Druckverlusten im Teillastbereich und sehr guten Wärmeübergängen im Nennlastbereich abgewogen werden. Für den Hochlastbereich kann unabhängig davon schon eine geringere Wärmeübertragereffizienz vorausgesagt werden. Diesem Effekt kann über eine schaltbare Erweiterung des Strömungsquerschnitts entgegengewirkt werden. Konstruktiv kann dies bspw. über eine druckaktivierte Klappe gelöst werden, die die Anzahl paralleler Rohrdurchströmungen erhöht. Dieser Ansatz wird für die spätere Sensitivitätsstudie allerdings nicht verfolgt.

Innerhalb des Wärmeübertragers ändert sich aufgrund der variablen Prozessführungsgrößen der anteilige phasenspezifische Wärmestrom. Erklärbar ist dies durch die Form des Zweiphasengebiets im Druck-Enthalpie-Diagramm. Durch die positive Steigung der Siedelinie erhöht sich mit steigendem oberem Prozessdruck auch der nötige spezifische Wärmestrom, um das Arbeitsmedium auf einen gerade siedenden Zustand zu bringen.

Die mit höherem Druck abnehmende Verdampfungsenthalpie verringert den spezifischen Wärmestrom für die Verdampfung. Dies führt dazu, dass mit steigenden Abgastemperaturen und damit steigendem optimalem Druck p_4 bis zum Erreichen des Maximaldrucks (Teillastbetrieb) der spezifische Wärmestrom an der Vorwärmung zum Erreichen der Siedetemperatur bis zu 78 % des gesamten Wärmestroms bei Cyclopentan ausmachen kann (siehe Abbildung 4.11). Mit Erreichen des Nennlastbetriebs erhöht sich mit der Abgastemperatur der Anteil der Dampfphase. Die Auftragung des Volumenstroms über die normierte Enthalpiedifferenz erlaubt Rückschlüsse auf geeignete Strömungsquerschnitte über den Verdampfungsverlauf.

Verflüssigerwärmeströme in Abhängigkeit der Fahrzeuggeschwindigkeit

Für die Dimensionierung eines gesonderten Verflüssigers, der direkt vom Fahrtwind angeströmt wird, ist eine Abschätzung der Wärmeströme über die Fahrzeuggeschwindigkeit sinnvoll. Hohe Wärmeströme bei niedrigen Geschwindigkeiten erfordern einen zusätzlichen Lüfter, der allerdings einen parasitären Verbraucher darstellt. Ohne Einsatz eines Lüfters steigen die Verflüssigungstemperatur und somit auch der Druck, was letztendlich zu niedrigeren Leistungen der Expansionsmaschine führt. Abbildung 4.13 zeigt die abzuführenden Wärmeströme über der Fahrzeuggeschwindigkeit für die drei Arbeitsmedien. Für alle Systeme sind bereits für niedrige Fahrzeuggeschwindigkeiten hohe an die Umgebung abzuführende Wärmeströme zu verzeichnen. R-1233zd(E) weist die höchsten Wärmeströme auf. Aufgrund der niedrigeren Temperaturdifferenz zur Umgebung ist im Vergleich zu den anderen Medien eine deutlich größere Wärmeübertragerfläche oder der Einsatz eines Lüfters notwendig, um die Wärmeströme abzuführen.

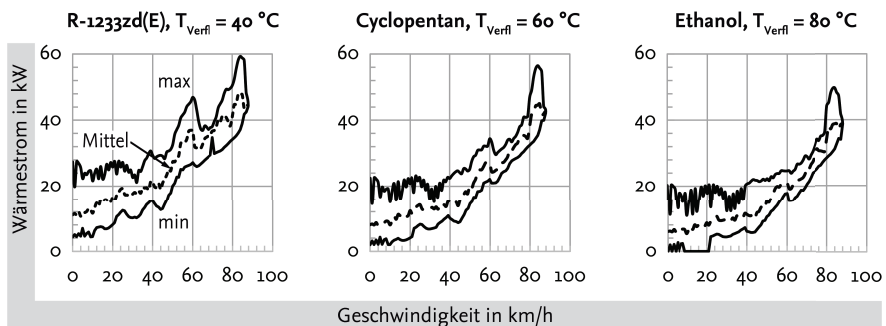


Abbildung 4.13: Soll-Wärmeströme im Verflüssiger über die Fahrzeuggeschwindigkeit für drei Arbeitsmedien im Szenario *Realitätsnah, sehr gute Expansionsmaschine*.

4.6 Referenz-Zustände zur Ermittlung des Potentialverlusts durch invariable Prozessführung

Für den Rankine-Prozess mit Cyclopentan werden für die Zyklen ETC und WHVC konstante Prozessführungsgrößen optimiert, die über den Zyklus die höchsten mittleren exergetischen Systemwirkungsgrade aufweisen. Mit den ermittelten Eintrittszuständen in die Expansionsmaschine wird das (Mindest-)Verbesserungspotential der optimierten, variablen Prozessführung abgeschätzt. Sie sind außerdem die invariablen Sollwerte der Referenz-Betriebsstrategie für die transienten Simulationen in Kapitel 6.2. Abbildung 4.14 zeigt die mittleren exergetischen Systemwirkungsgrade in der Konfiguration „*realitätsnah, sehr gute Expansionsmaschine*“ für den WHVC und den ETC. Der konstante, optimierte Eintrittszustand in die Expansionsmaschine für den WHVC unterscheidet sich deutlich von dem des ETC. Während die Überhitzung jeweils dem zugelassenen Mindestwert entspricht, ist der optimale Druck für den WHVC bei 13.8 bar, für den ETC bei 32.2 bar. Der jeweils optimale Betriebspunkt des anderen Zyklus würde bei gleichen Prozessparametern eine Einbuße von 2 bis 3 Prozentpunkten bedeuten.

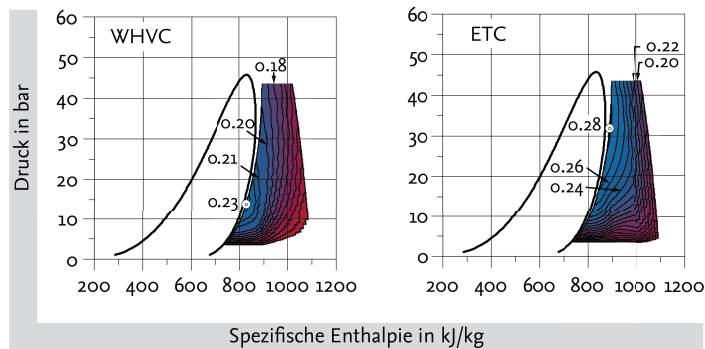


Abbildung 4.14: Mittlere exergetische Systemwirkungsgrade für konstante Betriebspunkte in den Zyklen WHVC und ETC (Cyclopentan, Szenario *Realitätsnah, sehr gute Expansionsmaschine*, $T_{\text{Verfl}} = 60^\circ\text{C}$). Die Eintrittszustände des jeweiligen Maximums unterscheiden sich deutlich und würden für den jeweils anderen Zyklus bei gleichen Prozessparametern zu einer Einbuße von 2 bis 3 Prozentpunkten führen.

In Abbildung 4.15 ist exemplarisch für Cyclopentan im WHVC die optimierte, variable Prozessführung der konstanten Prozessführung gegenübergestellt. Der Eintrittszustand der konstanten Prozessführung entspricht dem Optimum bei einer Abgastemperatur von ca. 255°C . Bei niedrigeren Abgastemperaturen liegen die exergetischen Systemwirkungsgrade bis zu 14 Prozentpunkte unter der optimierten Prozessführung. Die variable, optimierte

Prozessführung verspricht in den gewählten Parametrierungen eine Erhöhung des mittleren exergetischen Wirkungsgrads um 18.6 bzw. 21.2 %. Unter Berücksichtigung variabler Komponentenverlustanteile und dem notwendigen Kompromiss bei der Wahl des Referenzyklus kann das Potential einer variablen Prozessführung deutlich größer sein.

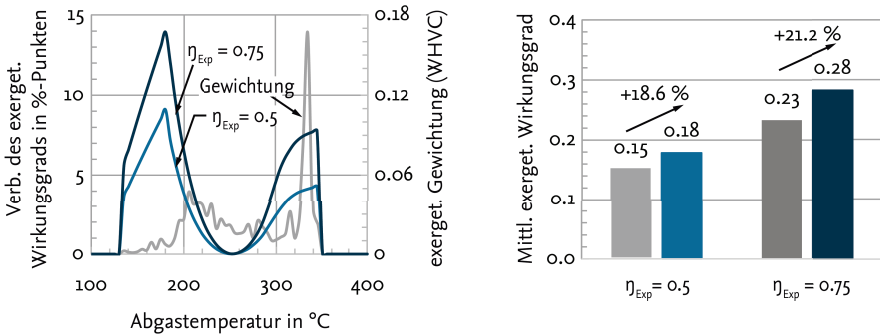


Abbildung 4.15: Potential der kontinuierlich optimierten Prozessführung gegenüber einem konstanten Betriebspunkt, der über den gesamten WHVC gemittelt den höchsten exergetischen Systemwirkungsgrad aufweist (Cyclopentan, Szenario *Realitätsnah, sehr gute Expansionsmaschine*, $T_{verfl} = 60\text{ °C}$).

Vergleich der Volumenstromcharakteristiken für verschiedene Prozessführungen

In Abbildung 4.16 sind exemplarisch für den Rankine-Prozess mit Cyclopentan die Volumenstromcharakteristiken über den WHVC für drei Betriebsstrategien dargestellt. Gegenübergestellt ist die variable, optimierte Prozessführung (*Opt-Strg*) und zwei konstante Prozessführungen, optimiert für den Teillastbetrieb (*Fix-Niedriglast*) und den Hochlastbetrieb (*Fix-Hochlast*). In Tabelle 4.1 die jeweiligen Werte der Prozessführungsgrößen aufgelistet.

Tabelle 4.1: Prozessführungsgrößen für konstante Prozessführungen

Strategie	pExp, ein	TÜberhitzung
<i>Fix-Niedriglast</i>	13.4 bar	5 K
<i>Fix-Hochlast</i>	43 bar	8 K

Während die Massenströme der Arbeitsmedien bei allen drei Betriebsstrategien eine ähnliche Charakteristik aufweisen, unterscheiden sich die abgastemperaturabhängigen Volumenströme am Wärmeübertrageraustritt deutlich. Für *Fix-Niedriglast* erhöhen sich die Volumenströme mit höheren Abgastemperaturen signifikant, sodass ein Kompromiss bei der Wahl der Strömungsquerschnitte für einen guten Wärmeübergang im Teillastbetrieb und

niedrigen Druckverlusten bei Nennlast schwierig erscheint. Für die Betriebsstrategie *Fix-Nennlast* liegt der maximal auftretende Volumenstrom bei einem Fünftel der Betriebsstrategie *Fix-Teillast*. Der Kompromiss bei der Wahl der Strömungsquerschnitte ist daher einfacher zu finden. Allerdings zeigt die Betriebsstrategie aufgrund der hohen Solltemperatur am Wärmeübertrageraustritt (hier: 240 °C) den Nachteil, dass Abgastemperaturen unterhalb dieser Temperatur unter keinen Umständen verwertbar sind. Die variable Prozessführung zeigt in diesem Beispiel eine homogenere Verteilung der Volumenströme im Teillastbereich als für die *Fix-Teillast*.

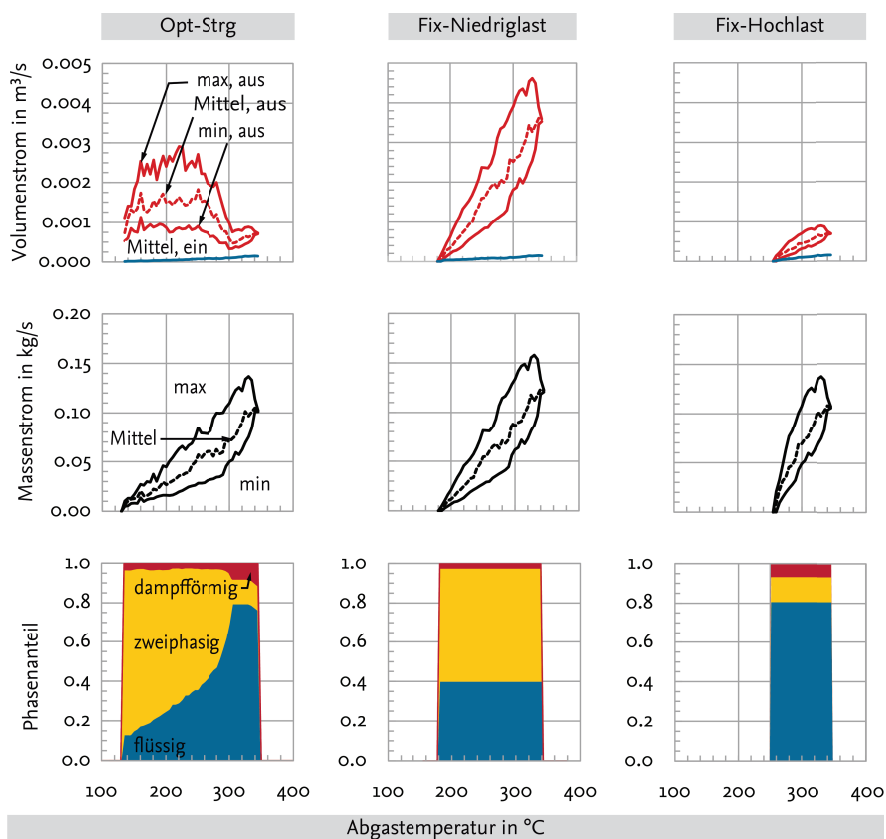


Abbildung 4.16: Vergleich von Massen- und Volumenströmen sowie Phasenteilen im Verdampfer für die optimierte Prozessführung (*Opt-Strg*), einer für den Teillastbetrieb (*Fix-Niedriglast*) und einer für den Hochlastbetrieb (*Fix-Hochlast*) optimierten Betriebsstrategie (WHVC, Cyclopentan, Szenario *Realitätsnah, sehr gute Expansionsmaschine*, $T_{\text{Verfl}} = 60 \text{ °C}$)

4.7 Festlegung des Arbeitsmediums und konzeptionelle Integration des Rankine-Prozesses

Rückkühlung des Verflüssigungswärmestroms

Die Ergebnisse aus Kapitel 2.2 zeigen deutlich höhere mittlere exergetische Systemwirkungsgrade von Rankine-Prozessen, die niedrige Verflüssigungstemperaturen aufweisen. Weil die Kosten für einzelne Komponenten nicht hinreichend genau geschätzt werden können, wird das System in dieser Arbeit auf die höchst mögliche Rekuperationsleistung ausgelegt. Um niedrige Verflüssigungstemperaturen zu ermöglichen, ist eine direkte Rückkühlung an der Umgebung notwendig. Konstruktiv können die Verflüssiger äquivalent zu den Verflüssigern oder Gaskühlern der Kälteanlage auf dem Dach des Omnibusses angebracht werden. Ein weiterer Vorteil ist die thermische Entkopplung mit dem Hauptkühlsystem. Im Falle der Rückkühlung über das Hauptkühlsystem muss bei hohen Kühlsystemlasten, wie beispielsweise einer langen Bergauffahrt bei niedriger Geschwindigkeit, der Lüfter in einer hohen Leistungsstufe betrieben werden. Abhängig von den Lüfterverlusten ist es wahrscheinlich, dass die zusätzliche Lüfterleistung die Nettoleistung des Rankine-Prozesses übersteigt. Spätestens mit Erreichen der Kühlleistungsgrenze, muss das Abwärmenutzungs-system deaktiviert werden. Dies entfällt bei einer thermischen Entkopplung.

Nutzung der rekuperierten Energie

Die Regelung der beiden Prozessführungsgrößen erfordert zwei Stellglieder. Daher kann die optimale Führung des Rankine-Prozesses nur über jeweils einen Regelfreiheitsgrad an der Pumpe und an der Expansionsmaschine erreicht werden. Daher wird die Variante der Expansionsmaschine mit regelbarer Drehzahl gegenüber der starren mechanischen Anbindung an den Antriebsstrang vorgezogen. Da die geschätzte Rekuperationsleistung die des elektrischen Bordnetzes im Mittel bei weitem übersteigt, ist eine elektromechanische Anbindung an den Antriebsstrang sinnvoll. Ein mögliches Konzept ist eine Kälteanlage mit einem hybridisch angetriebenen Verdichter. Eine Abschätzung mit den Ergebnissen aus dem Kapitel 4.3 zeigt, dass ein Großteil der Verdichterleistung bei den gewählten Randbedingungen durch die rekuperierte, elektrische Leistung gedeckt werden kann. Die Differenz-Energie kann durch den Riementrieb bereitgestellt oder aufgenommen werden. Generator-Elektromotoren-Systeme werden bereits in Fahrzeugen mit Transportkälteanlagen eingesetzt [69], [70]. Als weiteren, aber nicht bewerteten Vorteil des Hybrid-Verdichters kann angeführt werden, dass eine Vorkonditionierung des Fahrgastraumes, die üblicherweise eine längere Zeit vor Fahrtantritt erfolgt, über eine externe Stromversorgung erfolgen kann.

Im Gegensatz zum Antrieb mit der Verbrennungskraftmaschine bei Leerlauf-Drehzahl werden sowohl Betriebskosten als auch Lärm- und (lokale) Schadstoffemissionen reduziert.

Arbeitsmedium

Durch die Nutzung eines gesonderten Verflüssigers können niedrige Verdampfungstemperaturen erreicht werden. Da davon ausgegangen werden muss, dass die zur Verfügung stehende, projizierte Anströmungsfläche des Verflüssigers eher klein ist, wird von einer größeren Temperaturdifferenz zwischen Umgebungs- und Verflüssigungstemperatur ausgegangen. Da außerdem unsicher ist, ob die Pumpeneffizienz mittelfristig signifikant gesteigert werden kann, ist eine geringere Sensitivität hinsichtlich von Pumpenverlusten vorteilhaft. Auch weil für neuartige Arbeitsmedien wie R-1233zd(E) oder R-1234ze(Z) sehr wahrscheinlich hohen Verkaufspreise aufgerufen werden, wird vom Autor Cyclopentan als bester Kompromiss zwischen erzielbaren mittleren exergetischen Systemwirkungsgraden und den genannten Faktoren erachtet und für das Konzept festgelegt.

5 Detaillierte Analyse und Bewertung verschiedener Abgaswärmeübertrager-Varianten

In diesem Kapitel werden verschiedene Abgaswärmeübertrager- bzw. Verdampfer-Varianten in transienten Kreisprozesssimulationen hinsichtlich der Masse, der abgas- und arbeitsmediumseitigen Druckverluste und des resultierenden mittleren exergetischen Systemwirkungsgrads bewertet. Hierfür wird ein dynamisches, physikalisch motiviertes und frei parametrierbares Modell eines Abgaswärmeübertragers entwickelt und in ein Rankine-Prozess-Modell integriert. Wichtiger Bestandteil des Systemmodells ist die entwickelte Regel- und Betriebsstrategie, die Prozessführungs- und Stellgrößen für den aktuellen Betriebszustand kontinuierlich optimiert und berechnet. Die 75 untersuchten, vorausgewählten Verdampfer-Varianten unterscheiden sich im verwendeten Werkstoff, in den abgas- und arbeitsmediumseitigen Strömungsquerschnitten und in der Position einer arbeitsmediumseitigen Strömungsquerschnittsveränderung. Die Bewertung erfolgt auf dem Grundkonzept mit dem Arbeitsmedium Cyclopentan und einer Soll-Verflüssigungstemperatur von 60 °C im WHVC.

5.1 Beschreibung des dynamischen Kreisprozess- und Wärmeübertragermodells

Das dynamische Kreisprozessmodell ist in der Programmiersprache Modelica auf Basis-klassen der Modellbibliotheken *TIL* und *TILMedia* [71] aufgebaut.

Der Abgaswärmeübertrager, die Rohrleitungen, der interne Wärmeübertrager, der Verflüssiger und Volumenausgleichsgefäß werden mit physikalisch motivierten, frei parametrierbaren Modellen mit Wärmeübergangs- und Druckverlustbeziehungen abgebildet. Die Modelle der Expansionsmaschine und der Pumpe werden für den ersten Iterationsschritt der Konzipierung mit geschätzten Isentropenwirkungsgraden parametriert. Eine hohe Simulationsgeschwindigkeit wird durch interpolierte Stoffdaten [60] gewährleistet.

Der betrachtete Wärmeübertragertyp entspricht dem (Kreuz-)Gegenstrom-Prinzip mit einer Plattenstruktur auf der Arbeitsmediumseite. Diese kann bspw. als Strangpressprofil oder als zweiteilig verlötete Kanalplattenstruktur ausgeführt sein. Unter hohen Systemdrücken wird

das Wärmeübertragermuster mit Aluminium-Strangpressprofilen bereits als Gaskühler in mobilen R-744-Kälteanlagen eingesetzt [72]. Der Abgaskanal ist mit einer Lamellenstruktur versehen, um die gegenüber der Arbeitsmediumseite deutlich geringeren Wärmeübergangskoeffizienten durch eine größere Oberfläche auszugleichen (siehe Abbildung 5.1).

Im Rahmen dieser Arbeit ist ein frei parametrierbares Wärmeübertragermodell entsprechend den physikalisch motivierten, volumenelementbasierten Modellansätzen der Bibliothek *TIL* und der Anwendung als Kreuz-Gegenstromwärmeübertrager entwickelt worden. Es berücksichtigt alle relevanten geometrischen Parameter zur Berechnung der Wärmeübertragerfläche auf Abgas- und Arbeitsmediumseite, der Lamelleneffizienzen nach Schmidt [73] und der Wärmedurchgangsbeziehungen. Als abgasseitige Wärmeübergangs- und Druckverlustbeziehung wird die Korrelation nach Haaf [74] verwendet. Die arbeitsmediumseitige Wärmeübergangsbeziehung für die Zwei-Phasen-Strömung errechnet sich nach Steiner [75] und Shah [76], die einphasige Strömung nach Gnielinski-Dittus-Boelter [73]. Der Druckverlust wird mit der Konakov-Korrelation [77] berechnet.

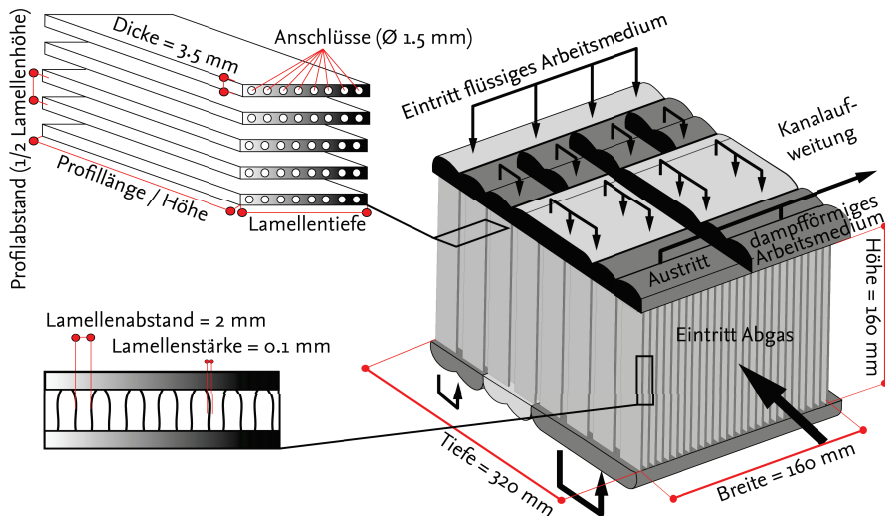


Abbildung 5.1: Schema und Parameterbezeichnungen für den modellierten Abgaswärmeübertrager. Der Verdampfer setzt sich aus acht seriellen Kanalplatten-Wärmeübertragern zusammen. Die arbeitsmediumseitige Strömungsquerschnittsfläche kann an einer Stelle vergrößert werden, um die Druckverluste aufgrund der sinkenden Dichte bei der Verdampfung des Arbeitsmediums zu verringern.

5.2 Regelungskonzept und Betriebsstrategie

Die Prozessführungs- und damit Regelgrößen des Systems sind die Enthalpie bzw. die Überhitzung und der Hochdruck am Eintritt in die Expansionsmaschine. Durchgeführte Relative-Gain-Analysen [78],[79] des Prozesses in verschiedenen Betriebspunkten lassen eindeutige Schlüsse auf die Zuordnung von Stell- und Regelgrößen in jedem Betriebspunkt zu. Dementsprechend wird die Überhitzung über die Drehzahl der Pumpe, der obere Prozessdruck indirekt über den Eintrittsvolumenstrom in die Expansionsmaschine geregelt. Die Stellgröße für den oberen Prozessdruck ist abhängig vom Expansionsmaschinentyp. Bei teilbeaufschlagten Gleichdruckturbinen können dies schaltbare oder regelbare Lavaldüsen [16], [22] sein, bei volumetrische Expansionsmaschinen die Drehzahl. Da der Expansionsmaschinentyp in dieser Arbeit nicht festgelegt wird, wird vereinfachend ein drehzahlabhängiger Volumenstrom angenommen. Das umgesetzte Regelungskonzept ist in Abbildung 5.2 dargestellt. Es basiert auf einem Sollwertgenerator, einer Vorsteuerung und zwei konventionellen PI-Reglern.

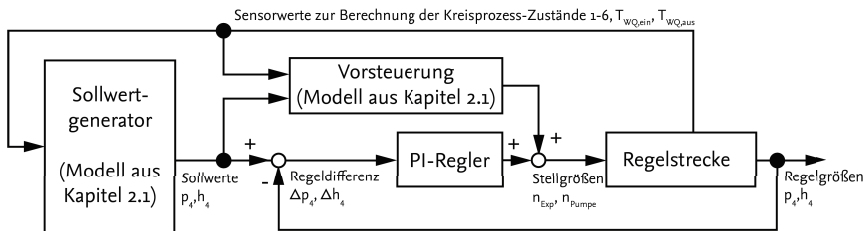


Abbildung 5.2: Schema des Regelungskonzepts. Die Sollwerte für p_4 , h_4 werden anhand des in Kapitel 2.1 beschriebenen Modells kontinuierlich unter Berücksichtigung des aktuellen Systemzustands berechnet. Das Modell liefert außerdem Stellgrößen für die Expansionsmaschinen- und Pumpendrehzahlen, die zur Vorsteuerung verwendet werden.

Sollwertgenerator

Der Sollwertgenerator optimiert kontinuierlich den maximalen exergetischen Systemwirkungsgrad für den aktuellen Betriebszustand. Die Ausgabegrößen sind die Sollwerte p_4 und h_4 . Dem Sollwertgenerator liegt das in Kapitel 2.1 beschriebene, einfache und schnell rechnende Kreisprozessmodell zugrunde. Als Eingangsgrößen dienen die im dynamischen Modell berechneten Abgastemperaturen am Ein- und Austritt, der Abgasmassenstrom, die Wirkungsgradkennfelder der Pumpe und der Expansionsmaschine, der Eintrittsdruck und die Eintrittstemperatur des Arbeitsmediums in den Abgaswärmeübertrager sowie die Druckverlustcharakteristik des Abgaswärmeübertragers.

Vorsteuerung

Mit den im Sollwertgenerator berechneten Sollwerten wird in der Vorsteuerung die notwendige Pumpendrehzahl über den Soll-Massenstrom des Arbeitsmediums zusammen mit der Liefergradcharakteristik der Pumpe berechnet. Mit dem Betriebspunktabhängigen Füllgrad der Expansionsmaschine wird die erforderliche Drehzahl zur Steuerung des oberen Prozessdrucks berechnet. Hierdurch wird eine Entkopplung der beiden Regelgrößen erreicht.

Regler

Zum Ausgleich von Regelabweichungen werden zwei lineare PI-Regler eingesetzt. Die Parameter für Verstärkungsfaktoren und Integralanteil werden nach dem Gain-Scheduling-Prinzip Betriebspunktabhängig hinterlegt [80]. Die Reglerparameter werden über das AMIGO-Verfahren für ein Referenzsystem generiert [81].

Regelungscharakteristik

In Abbildung 5.3 sind Stellgrößen, Soll- und Istwerte der Regelgrößen im Verlauf einer transienten Simulation einer Beispielformatung des Kreisprozesses dargestellt. Die Regeldifferenz des Drucks p_4 ist relativ gering. Lediglich der Aufbau eines höheren Druckpotentials unterliegt höheren Zeitkonstanten. Die Regeldifferenz der Enthalpie h_4' ist verglichen zu der des Drucks p_4 deutlich höher. Die ist auf die deutlich längere Fluidstrecke zwischen dem Stellglied und der Messstelle vor der Expansionsmaschine zurückzuführen. Ebenfalls wirkt sich die zeitlich verzögerte Wärmeübertragung im internen Wärmeübertrager negativ auf den dynamischen Verlauf der Regelabweichung aus.

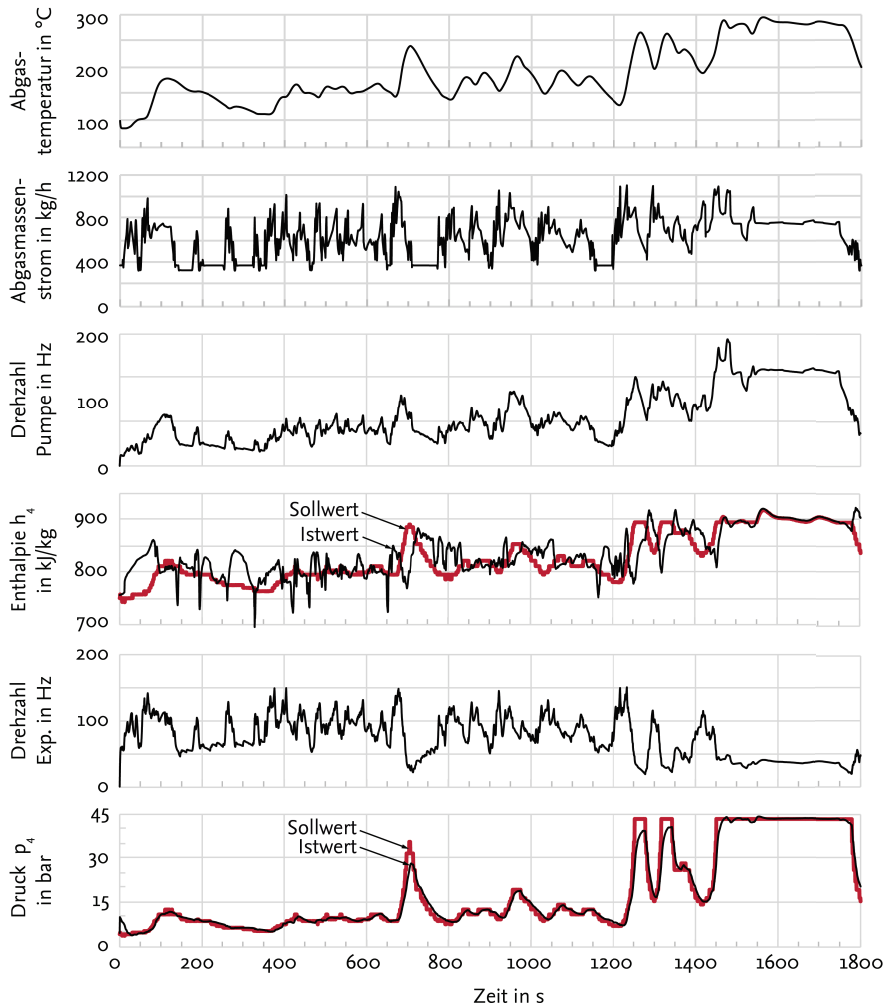


Abbildung 5.3: Stellgrößen, Soll- und Istwerte der Regelgrößen im Verlauf einer transienten Simulation des Kreisprozesses mit Regelungskonzept am Beispiel des WHVC. Die Regeldifferenz bei der Enthalpie h_4 ist bedingt durch die Dynamik des Abgasenthalpiestroms und die Länge der Fluidstrecke zwischen Stellglied und Messstelle.

5.3 Randbedingungen und Parametervariation

Druckverlustgrenzen für die Wertung

Die maximal zulässigen Druckverluste auf Arbeitsmediumseite werden auf 1.2 bar festgelegt. Abgasseitige Druckverluste führen zu höheren Abgasgegendrücken am Ventilaustritt der Verbrennungskraftmaschine. Konsequenz des dadurch schlechteren Ladungswechsels und der höheren Ausschiebearbeit ist ein höherer Kraftstoffverbrauch [5], [4]. Bei mittlerer Teillast wird von Zellbeck [82] bei einem aufgeladenen, direkteinspritzenden PKW-Ottomotor ein Mehrverbrauch von ca. 1 % für einen um 100 mbar erhöhten Abgasgegendruck gemessen. Allerdings werden durch den Abgaswärmeübertrager die Temperatur und damit die Dichte des Abgases verringert. Dadurch reduzieren sich im weiteren Verlauf der Abgasanlage die Druckverluste [83]. Ob der durch den Abgaswärmeübertrager zusätzlich eingebrachte Druckverlust durch die nachgelagerte Verringerung kompensiert werden kann, kann allerdings mit dem thermischen Modell der Abgasanlage nicht bewertet werden. Daher wird für die Konzeption der abgasseitige Gegendruck auf 30 mbar begrenzt. Der Wert liegt damit auf dem Niveau eines Dreiwegekatalysators oder eines unbeladenen Dieselpartikelfilters [82].

Feste Geometrie-Parameter

Um die Anzahl der notwendigen Zyklussimulationen zu begrenzen, werden einige Parameter nicht in die Variation mit einbezogen (siehe Abbildung 5.1). Da üblicherweise der Bauraum in Fahrzeugen begrenzt ist, werden in dieser Studie die Außenmaße für den Abgaswärmeübertrager vorgegeben. Die abgasseitige Querschnittsfläche wird auf 160 x 160 mm festgelegt. Die Tiefe des Wärmeübertragers beträgt 320 mm. Aufgrund der geringeren Materialspannungen wird arbeitsmediumseitig eine kreisförmige Kanalstruktur mit einem Durchmesser von 1.5 mm festgelegt. Die gesamte Profildicke beträgt 3.5 mm. Der Lamellenabstand auf der Abgasseite ist 2 mm, die Lamellenstärke 0.1 mm.

Varierte Parameter

Aus der Voruntersuchung geht hervor, dass sich der Anteil der Flüssigphase abhängig vom Lastfall stark ändert. Durch die Limitierung des Druckverlusts wäre der Strömungsquerschnitt durch den Volumenstrom der Dampfphase limitiert, wenn dieser über den gesamten Wärmeübertrager konstant gehalten wird. Da der arbeitsmediumseitige Wärmeübergangskoeffizient einen nicht zu vernachlässigenden Anteil an der Verringerung der Pinch-point-Temperaturdifferenz hat, wird untersucht, welchen Einfluss eine Verringerung des

Strömungsquerschnitts für diesen Kanalabschnitt hat. Die Veränderung der Querschnittsfläche wird konstruktiv an einer Stelle vorgesehen und ist im weiteren Verlauf über den Kanal konstant. Dies wird durch eine Änderung des kopfseitigen Verteilers realisiert, über den die Anzahl der parallel durchströmten Arbeitsmediumkanäle festgelegt wird.

Für die Untersuchung werden folgende Größen und Faktoren variiert:

- Ausfertigung aus Aluminium, Edelstahl und Mischbauweise
- Verhältnis der Wärmeübertragerflächen von Abgas- und Arbeitsmediumseite
- Position der Strömungsquerschnittsänderung
- Größe der Strömungsquerschnittsfläche

Für die Parameterstudie ergeben sich unter Einhaltung logisch zulässiger Strömungsoptionen die in Tabelle 5.1 aufgelisteten Variationsmöglichkeiten. Konfigurationen, die gewählte Druckverlustgrenzen überschreiten, sind bereits ausgeschlossen.

Tabelle 5.1: Parametervariationen für die Bewertung des Wärmeübertragers

Plattenabstand	20, 16 und 13 mm
Werkstoff	Aluminium, Stahl, Mischbauweise
Aufteilung der Strömungsquerschnitte	40/60, 50/50, 60/40 und 80/20
arbeitsmediumseitige Strömungsquerschnitte	339.0 ... 848.2 mm ²
Vorwärmung	
arbeitsmediumseitige Strömungsquerschnitte	424.2 ... 848.2 mm ²
Verdampfung	

Um Quereinflüsse der Parameter untereinander zu erfassen, werden alle Parameterkonstellationen bewertet. Insgesamt werden 75 Wärmeübertragergeometrien in transienten Zyklusimulationen (WHVC) bewertet. Die Parametervariationen werden ebenfalls für eine zweite Wärmeübertragerlänge durchgeführt. Es zeigte sich, dass der größere Wärmeübertrager trotz der höheren thermischen Trägheit höhere exergetische Wirkungsgrade aufweist. Die Effekte der Parametervariation sind grundsätzlich übertragbar, sind aber deutlich weniger ausgeprägt. Daher wird für die folgende Ergebnisdarstellung der kompaktere Wärmeübertrager ausgewählt.

Einfluss des abgasseitigen Druckverlusts auf den exergetischen Wirkungsgrad

Die Bewertungsgröße neben den zu begrenzenden Druckverlusten ist der exergetische Systemwirkungsgrad. Im Gegensatz zu den bisherigen Bewertungen fließt hier ebenfalls der

abgasseitige Druckverlust mit in die Exergiebilanz ein. Da der Druck am Austritt des Abgaswärmeübertragers auf 1 bar Umgebungsdruck festgelegt ist, erhöht sich mit höherem Druckverlust der am Eintritt anliegende Druck. Bei gleicher Abgastemperatur müsste folglich der eintretende Exergiestrom aufgrund des höheren Druckpotentials höher sein. Der exergetische Systemwirkungsgrad ist der Quotient aus Nettoleistung des Rankine-Prozesses und eintretendem Exergiestrom. Somit sinkt der exergetische Systemwirkungsgrad mit höheren Druckverlusten bei gleichbleibender Nettoleistung. Durch diesen Zusammenhang werden die abgasseitigen Druckverluste in der Bewertung berücksichtigt, wenngleich die größeren Druckverluste über die Wechselwirkungen mit der Verbrennungskraftmaschine zu einem wesentlich größeren Kraftstoffverbrauch führen können.

5.4 Wärmeübertrager-Charakteristik bei unterschiedlichen Lastfällen

In Abbildung 5.4 ist das Betriebsverhalten eines Wärmeübertragers aus Aluminium für einen Teil- und einen Nennlastbetriebspunkt dargestellt. Die Abgastemperaturen betragen 200 bzw. 340 °C. Im Kreisprozessschema sind die Komponenten-Eintrittszustände schwarz markiert. Die roten Punkte entlang der oberen Isobaren stellen den gemittelten Zustand in einem Volumenelement des Wärmeübertragers dar. Simulationen für die Prozessführungen Teil- und Nennlast bei konstanten Wärmeübergangskoeffizienten und identischen Gesamtwärmeströmen bestätigen, dass die Prozessführung die Pinchpoint-Temperaturdifferenz maßgeblich beeinflusst. In den Ergebnissen ist zu erkennen, dass die Pinchpoint-Temperaturdifferenz im Teillast-Betriebspunkt niedriger ist als die im Nennlast-Betriebspunkt. Eine Erklärung wird über den Vergleich des Anteils am Gesamtwärmestrom versucht, der bei niedriger Temperaturdifferenz übertragen wird. Dies lässt sich im T-h-Diagramm über die Länge des Enthalpiebereichs um den Pinchpoint ablesen, in denen eine Temperaturdifferenz bei idealer Wärmeübertragung innerhalb eines bestimmten Wertes (bspw. 5 K) ist. Im Teillastbetriebspunkt ist dieser Enthalpiebereich im Vergleich zur Nennlast wesentlich kleiner. Bei in etwa gleichbleibenden Flächenanteilen und gleichen Wärmeübergangskoeffizienten folgt aus einem geringen Wärmestrom auch eine kleinere Pinchpoint-Temperaturdifferenz. Mit anderen Worten: je größer die über die Enthalpieerhöhung gemittelte Temperaturdifferenz der Fluidströme (sprich Mittelung im T-h-Diagramm), desto geringer ist die Pinchpoint-Temperaturdifferenz, wenn zumindest die gleichen Wärmedurchgangskoeffizienten vorliegen.

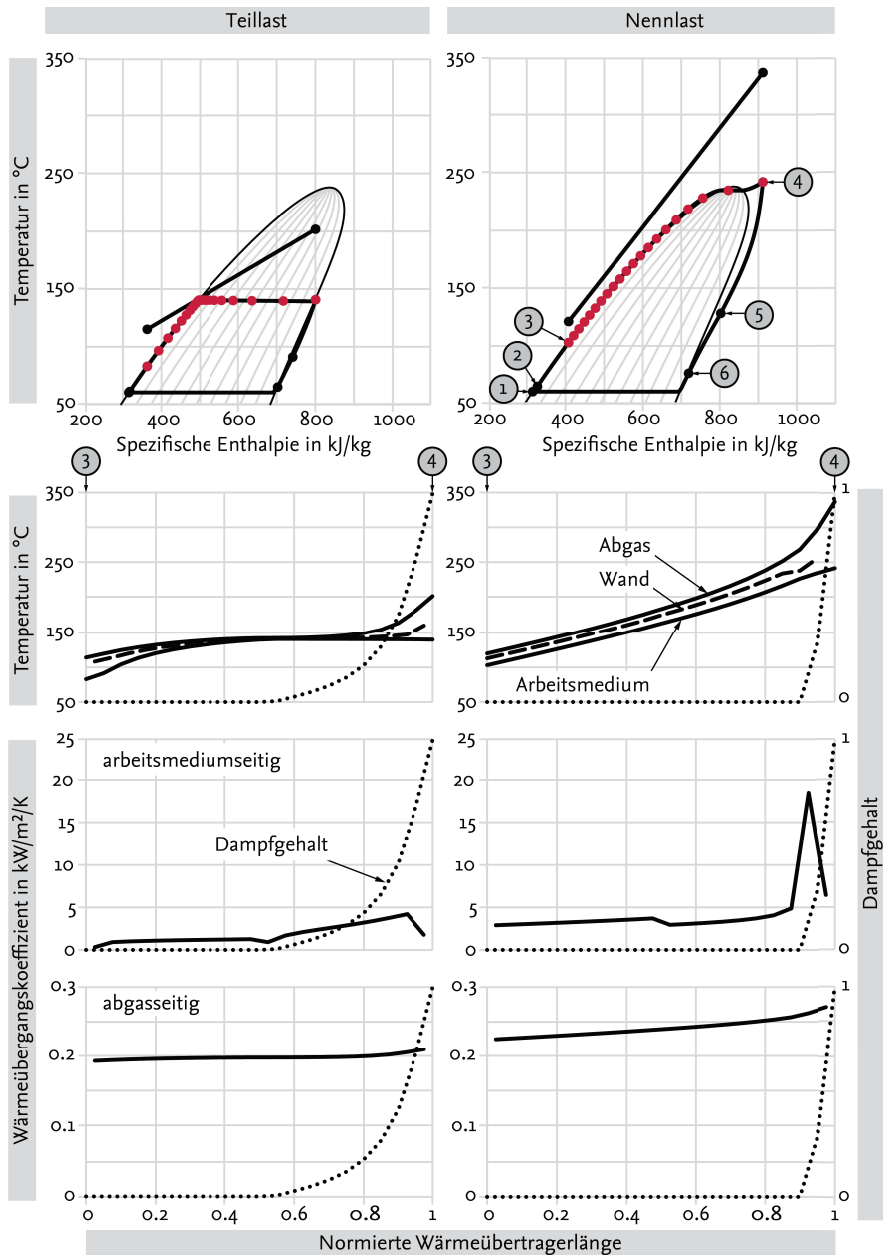


Abbildung 5.4: Wärmeübertragercharakteristik im Teil- und Nennlastbetrieb.

Im Verlauf des Zyklus ändert sich die Pinchpoint-Temperaturdifferenz wegen der Lage des Pinchpoints und der schwankenden Wärmeübergangskoeffizienten ebenso wie die Druckverluste deutlich. Dies führt dazu, dass die optimalen Prozessführungsgrößen von den quasistationär optimierten Sollwerten mit konstanten Wärmeübertragerkenngrößen abweichen.

Weiterhin lässt sich erkennen, dass im Nennlastbetriebspunkt der Anteil der Flüssigphase ca. 90 % der Wärmeübertragerlänge ausmacht. Auch dies ist auf die niedrigen Temperaturdifferenzen im Vorwärnteil in Kombination mit den geringeren Verdampfungsenthalpien bei höheren Drücken, den hohen Temperaturdifferenzen und sehr guten Wärmeübergangskoeffizienten im Verdampferteil zurückzuführen. Im Teillastbetrieb sinkt der Anteil der Flüssigphase auf ca. 60 %.

5.5 Bewertung von Werkstoffvarianten mit Edelstahl und Aluminium

Kühler der Abgasrückführung (AGR-Kühler) werden sowohl in Edelstahl- als auch in Aluminiumausführung eingesetzt. Der Vorteil von Aluminium gegenüber Edelstahl ist die deutlich höhere Wärmeleitfähigkeit (ca. 190 W/m/K gegenüber ca. 15 W/m/K). Die dadurch niedrigeren Wärmeleitungsverluste erhöhen die Effektivität der eingesetzten Lamellen. Ein weiterer Vorteil ist die um zwei Drittel geringere Dichte im Vergleich zu Edelstahl ($2,7 \times 10^3 \text{ kg/m}^3$ gegenüber $7,8 \times 10^3 \text{ kg/m}^3$). Wärmeübertrager aus Aluminium sind daher vergleichsweise leicht und senken das Systemgewicht. Beachtenswert ist die hohe spezifische Wärmekapazität von Aluminium. Mit 950 J/kg/K ist sie mehr als doppelt so groß wie für Edelstahl (450 J/kg/K). Bei gleichem Volumen verringert sich, trotz der um ca. zwei Drittel niedrigeren Masse, die Wärmekapazität nur um ca. 27 %. Einer der Nachteile von Aluminium ist die Korossionsanfälligkeit gegenüber einzelnen Arbeitsmedien, wie bspw. Ethanol, die gesonderte Verfahrensschritte bei der Fertigung erfordert. Weiterhin verändern sich die Materialeigenschaften von Aluminium im eingesetzten Temperaturbereich deutlich. Legierungsabhängig sinkt bspw. die Warmdehngrenze bei Werkstofftemperaturen von 200 °C gegenüber Normbedingungen zwischen 15 und 60 % [84], [85]. Die Simulationsstudie soll dazu dienen, eine möglicherweise höhere Komplexität bei der Konzeption dem Mehrertrag und der Reduzierung des Systemgewichts gegenüberzustellen.

Erläuterungen zur Mischbauweise

Neben den reinen Aluminium- und Edelstahlausführungen wird außerdem eine Mischbauweise untersucht. Diese besteht aus einem Vorwärnteil aus Aluminium, wohingegen der

Verdampfungs- und Überhitzungsbereich aus Edelstahl besteht. Da Edelstahl höhere Festigkeiten vor allem bei höheren Temperaturen aufweist, werden durch diese Anordnung die Vorteile beider Materialien genutzt. Die Evaluierung der jeweiligen Beträge des Vorwärm- und des Verdampferteils erfolgt in Kapitel 5.8. Eine Aufteilung von 50-50 bedeutet, dass je die Hälfte der Gesamtzahl der Strömungskanäle bzw. die Hälfte der Wärmeübertragertiefe aus Aluminium und Edelstahl besteht. Dies bedeutet aber nicht zwangsläufig, dass der Strömungspfad eines Fluidteilchens zur Hälfte in dem einen oder anderem Material verläuft. Die Anteile hängen von den Kopfteilen ab, die die Anzahl paralleler Strömungskanäle vorgeben.

Effektive Lamellen-Wärmeübertragungsfläche auf der Abgasseite

Abbildung 5.5 zeigt die Lamelleneffizienz über die Lamellenhöhe und der Materialstärke sowie die massenspezifische, effektive Wärmeübertragerfläche. Die Lamelleneffizienz ist das Verhältnis der tatsächlichen Wärmestromdichte zur maximal möglichen Wärmestromdichte und errechnet sich für Rippen mit Rechteckprofil aus der Beziehung in Gleichung 5.1 [73].

$$\eta_{Lamelle} = \frac{\tanh(mh)}{mh} \text{ mit } mh = \sqrt{\frac{2\alpha_{Abgas}}{\lambda_{Werkstoff} \cdot \delta_{Lamelle}}} \cdot h_{Lamelle} \quad 5.1$$

Die Sensitivitätsstudie zeigt, dass die Effizienz mit der Höhe und der Materialstärke der Lamelle abnimmt. Erwartungsgemäß ist die Effizienz der Aluminiumlamellen deutlich höher als die der Edelstahllamellen (siehe Abbildung 5.5). Obwohl die effektive Lamellenfläche mit der Wandstärke abnimmt, nimmt die effektive Wärmeübertragungsfläche pro Masseneinheit deutlich zu. Ist die Masse des Wärmeübertragers ein wesentlicher Faktor bei der Konzipierung, empfiehlt sich die Verwendung von möglichst dünnen Lamellen. Weil die Lamelle beim gewählten Wärmeübertragermuster beidseitig mit einer Kanalplatte verbunden ist, entspricht die Höhe der Lamelle der Hälfte des Plattenabstands. Anhand der abgeschätzten Charakteristik wird deshalb ein Plattenabstand kleiner als 20 mm angestrebt.

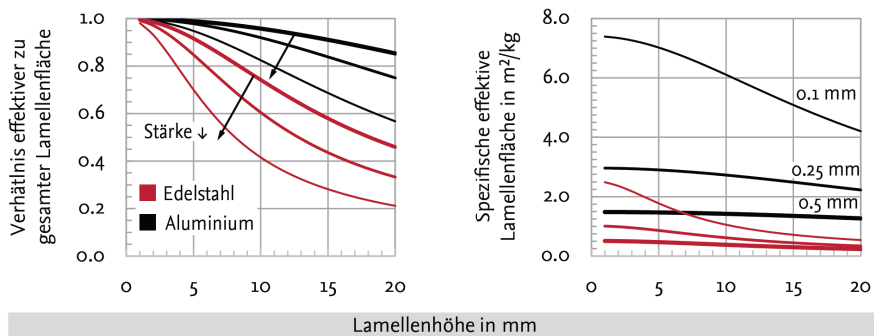


Abbildung 5.5: Lamelleneffizienz und spezifische effektive Lamellenfläche in Abhängigkeit von Werkstoff, Lamellenstärke und -höhe. Je stärker die Lamelle, desto höher ist zwar die Effizienz der Lamelle, desto geringer aber die massenbezogene effektive Lamellenfläche. Die höhere Wärmeleitfähigkeit von Aluminium gegenüber Edelstahl (hier 190 W/m/K vgl. 15 W/m/K) wirkt sich durch deutlich bessere Effizienzen und massenbezogene effektive Lamellenflächen aus.

Ergebnisse der transienten Simulation im WHVC

Zur Darstellung des Einflusses des Werkstoffs werden die jeweils besten Konfigurationen der Ausführungen mit Aluminium (Alu), Edelstahl (St) und der Mischbauweise aus Aluminium und Edelstahl (Alu/St 50-50) dargestellt. In Abbildung 5.6, links, ist der relative exergetische Wirkungsgrad und die Masse der Wärmeübertrager dargestellt. Der mittlere exergetische Wirkungsgrad des Rankine-Prozesses mit Cyclopentan sinkt mit Verwendung eines hybriden oder reinen Edelstahlwärmeübertragers im WHVC um 1.1 bzw. 1.5 %. Die geringere Wärmeleitfähigkeit von Edelstahl zeigt sich in letzter Instanz in einer höheren Pinch-point-Temperaturdifferenz vor allem im Autobahnanteil am Ende des Zyklus (Abbildung 5.6, rechts). Die Wärmeströme, die dem Rankine-Prozess zugeführt werden, sind geringer. Trotz der um ca. ein Drittel größeren Wärmekapazität des Edelstahlwärmeübertragers sind Dämpfungseffekte nicht maßgebend.

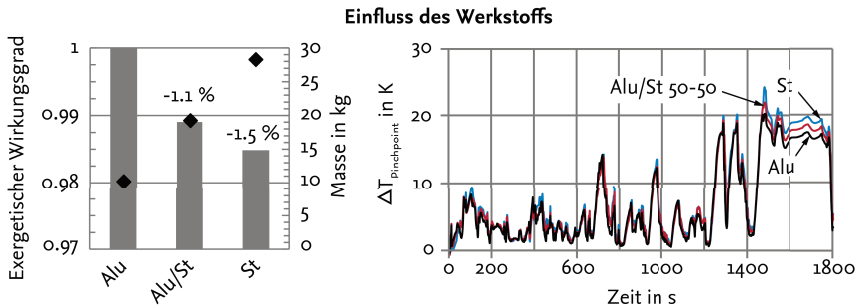


Abbildung 5.6: Mittlerer, normierter exergetischer Wirkungsgrad, Masse und Pinchpoint-Temperaturdifferenz für optimierte Wärmeübertragerdesigns mit Aluminium, Stahl und einer hybriden Konstruktion aus Aluminium und Stahl. Aluminium weist aufgrund der hohen Wärmeleitfähigkeit die höchsten exergetischen Wirkungsgrade auf.

5.6 Bewertung unterschiedlicher Flächenverhältnisse

Die Sensitivität des Verhältnisses der Wärmeübertragerflächen ist hier als eine Variation der Kanalplatten zu verstehen. Mit steigender Anzahl der Kanalplatten steigt die arbeitsmediumseitige Wärmeübertragerfläche, während die abgasseitige Querschnittsfläche und damit die Wärmeübertragerfläche sinken. Dem entgegen wirkt eine steigende Lamelleneffizienz. Abbildung 5.7, links, zeigt die mittleren exergetischen Wirkungsgrade für die jeweils besten Varianten mit 16, 20 und 24 Kanalplatten im Strömungsquerschnitt. Die Varianten mit 20 und 24 Kanalplatten zeigen die höchsten mittleren exergetischen Wirkungsgrade. Allerdings wird die höhere Nettoleistung der Variante mit 24 Kanalplatten durch die höheren abgasseitigen Druckverluste (Abbildung 5.7, rechts) kompensiert. Da die negative Rückwirkung auf die Verbrennungskraftmaschine nicht im vollen Umfang abgebildet wird, scheint die Variante mit 20 Kanalplatten geeigneter. Die mittleren arbeitsmediumseitigen Druckverluste sinken mit der Anzahl der Kanalplatten (Abbildung 5.7, links). Dies lässt den Rückschluss zu, dass sich ein kürzerer Strömungspfad zugunsten eines geringeren Druckverlusts nicht auszahlt.

Einfluss der Plattenanzahl (Bsp.: Alu 50-50)

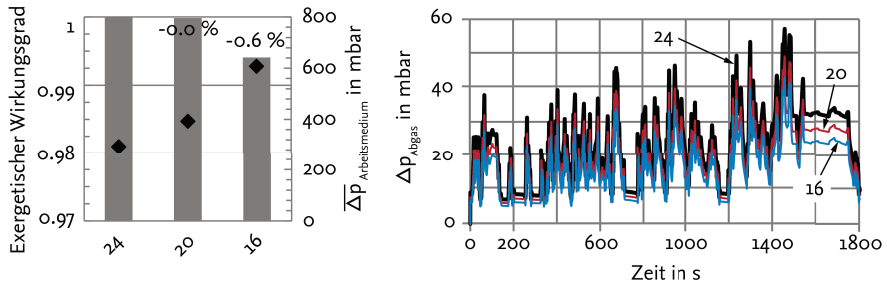


Abbildung 5.7: Mittlerer, normierter exergetischer Systemwirkungsgrad, durchschnittliche arbeitsmedium- und abgasseitige Druckverluste für optimierte Wärmeübertragerdesigns aus Aluminium. Eine Erhöhung der Plattenanzahl und der damit einhergehenden Verringerung des Flächenverhältnisses von Abgas- zu Arbeitsmediumseite zahlt sich nicht aus.

5.7 Potential der Strömungsquerschnittsverengung für den Vorwärnteil des Wärmeübertragers

In Kapitel 4.5 werden die teils großen Anteile der Flüssigphase und die große Dichteabnahme mit Verdampfung des Arbeitsmediums diskutiert. Niedrigere Strömungsquerschnitte ermöglichen zwar höhere Wärmeübergangskoeffizienten, führen allerdings auch zu höheren Druckverlusten. Unter Berücksichtigung schwankender Arbeitsmediummassenströme ist bei Festlegung eines konstanten Strömungsquerschnitts die Schere zwischen einem guten Wärmeübergang im Teillastbetrieb und akzeptablen Druckverlust im Nennlastbetrieb groß. Abhilfe schafft bspw. eine Änderung des Strömungsquerschnitts über den Strömungspfad. Konstruktiv wird dies in diesem Konzept über eine Änderung der Anzahl parallel durchströmter Kanäle im Kopfteil umgesetzt. In Abbildung 5.8 werden die jeweils besten Varianten mit und ohne Strömungsquerschnittsänderung dargestellt. Die Varianten mit Strömungsquerschnittsänderung weisen einen geringeren Strömungsquerschnitt im Vorwärnteil auf. Dadurch steigt zwar der mittlere arbeitsmediumseitige Druckverlust, die Pinchpoint-Temperaturdifferenz ist vor allem im Teillastbereich merklich niedriger. Schlussendlich verringert die Variante ohne Strömungsquerschnittsänderung den mittleren exergetischen Systemwirkungsgrad um 1.1 %.

Einfluss der Strömungsquerschnittsänderung

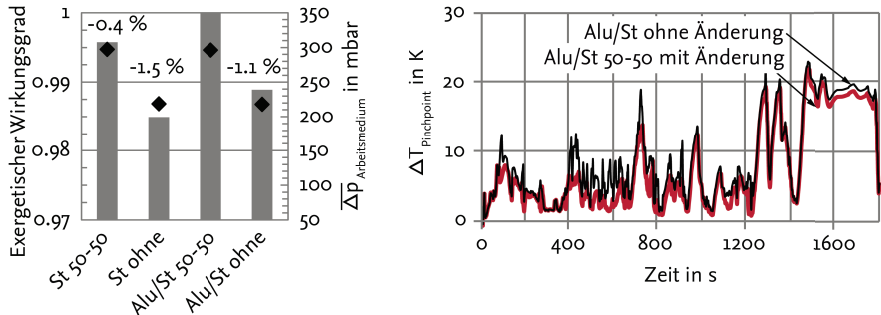


Abbildung 5.8: Normierte, mittlere exergetische Wirkungsgrade, mittlere Druckverluste arbeitsmediumseitig und Pinchpoint-Temperaturdifferenzen für Wärmeübertrager mit und ohne Verengung des Strömungskanal im Vorwärmteil (hier Alu/St 50-50).

Der Mechanismus kann mit den Verlaufsdiagrammen in Abbildung 5.9 erklärt werden. Dargestellt sind die Temperatur und die arbeitsmediumseitigen Wärmeübergangskoeffizienten über die Länge des Wärmeübertragers für einen Teillast- und einen Nennlastbetriebspunkt. Im Teillast-Betriebspunkt liegt für die Variante ohne Änderung aufgrund der niedrigen Strömungsgeschwindigkeit in der Flüssigphase nur laminare Strömung vor. Der Wärmeübergangskoeffizient ist daher sehr gering. Der kleinere Strömungsquerschnitt ermöglicht deutlich höhere Wärmeübergangskoeffizienten und damit andere Prozessführungsgrößen, die höhere exergetische Systemwirkungsgrade liefern. Im Nennlast-Betriebspunkt sind die Wärmeübergangskoeffizienten aufgrund der höheren Arbeitsmediummassenströme deutlich größer. Daher wird die relative Verbesserung des exergetischen Wirkungsgrads auch aufgrund höherer Druckverluste kleiner.

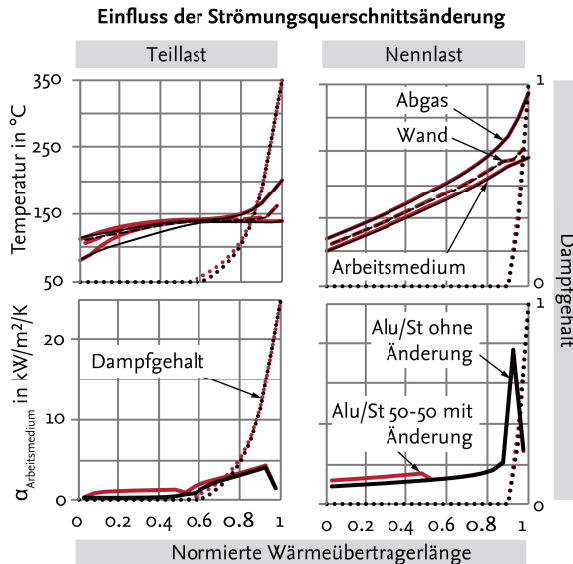


Abbildung 5.9: Nutzen der Verengung des Strömungskanal im Vorwärmteil des Wärmeübertragers (hier Alu/St 50-50).

5.8 Variation der Position des Strömungsquerschnittwechsels

Bei Betrachtung der Phasenverteilung über die Wärmeübertragerlänge (Abbildung 5.9) für den Teillast- und den Nennlastbetriebspunkt fällt auf, dass sich der Anteil der Flüssigphase an der gesamten Kanallänge von 60 auf 90 % erhöht. Daher wird die Lage der Strömungsquerschnittveränderung über die Länge des Wärmeübertragers variiert und analysiert. Der maximale mittlere exergetische Wirkungsgrad zeigt sich beim Aluminiumwärmeübertrager bei einer Strömungsquerschnittsänderung nach 80 % des Kanallaufes (Abbildung 5.10, links). Die Potentialverluste durch andere Aufteilungen sind mit max. 0,3 % im Vergleich zu anderen Maßnahmen eher gering. Der Verlauf des Dampfgehalts (Abbildung 5.10, rechts) für den Nennlast-Betriebspunkt lässt den Schluss zu, dass eine Aufweitung jenseits der 80 % zu übermäßig großen Druckverlusten führt.

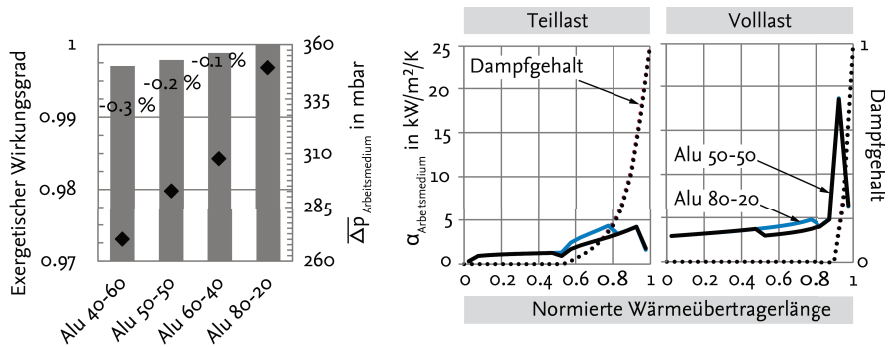


Abbildung 5.10: Einfluss der Position der Strömungskanalveränderung auf den mittleren, normierten exergetischen Wirkungsgrad und den mittleren Druckverlust auf Arbeitsmediumseite sowie die Wärmeübergangskoeffizienten über die Wärmeübertragerlänge.

5.9 Zusammenfassung und Fazit

Der ausgewählte und untersuchte Wärmeübertragertyp entspricht dem Kreuz-Gegenstromprinzip mit Lamellen auf der Abgasseite und einer kreisförmigen Kanalstruktur auf der Arbeitsmediumseite. Aufgrund der großen Dichteunterschiede des Arbeitsmediums während der Verdampfung wird eine diskrete Änderung des Strömungsquerschnitts über die Kanallänge vorgeschlagen und bewertet. Bewertungskriterium ist der mittlere exergetische Systemwirkungsgrad des Kreisprozesses im WHVC. Die Masse und mittlere abgasseitige Druckverluste werden als weiche Kriterien mit einbezogen. Die Konzeption wird anhand von transienten Zyklussimulationen durchgeführt. Die Modelle der Regel- und Betriebsstrategie gewährleisten für jede untersuchte Wärmeübertragerparametrierung optimierte Prozessführungsgrößen. Dies ist notwendig, weil sich mit der Prozessführung und den gewählten Geometrieparametern die beiden Einflussgrößen Druckverlust und Pinchpoint-Temperaturdifferenz stark ändern. Gewertet werden insgesamt 75 verschiedene Parameterkombinationen. Die größten Potentiale liefern Wärmeübertrager mit großem Aluminium-Vorwärmenteil und einem der Phase angepassten Strömungsquerschnitt. Die Analyse der Temperatur- und Phasenverlaufdiagramme zeigt, dass mit höheren Lastpunkten die Flüssigphase einen größeren Anteil des Kanalvolumens einnimmt. Im höchsten Lastpunkt beträgt dieser bis zu 95 %. Die optimale Länge des Vorwärnteils liegt hier bei 80 % der Gesamtlänge. Die optimale Anzahl der Kanalplatten ist ein Kompromiss aus großen Wärmeübertragerflächen auf Abgas- und Arbeitsmediumseite und akzeptablen gaseitigen Druckverlusten.

Relevant für die Auslegung des Wärmeübertragerteils aus Aluminium sind die Temperaturverläufe in der Wand. Im höchsten Lastfall übersteigen die Wandtemperaturen 200 °C erst nach 60 % der Wärmeübertragerlänge. Insgesamt liegt das Verbesserungspotential des mittleren exergetischen Systemwirkungsgrads ausgehend von der schlechtesten gewerteten Wärmeübertragerparametrierung bei 6,3 %. Um der Temperaturstabilität von Aluminium Rechnung zu tragen, wird die Potentialanalyse in virtuellen Testfahrten ein Wärmeübertrager mit Mischbauweise mit einem Vorwärmanteil von 60 % der Wärmeübertragerlänge aus Aluminium und 20 Kanalplatten durchgeführt.

6 Potenzial zur Kraftstoffverbrauchssenkung im Omnibus

Das Rankine-Prozess-Modell mit dem Arbeitsmedium Cyclopentan, dem optimierten Wärmeübertrager und den Modellen der Betriebs- und Regelstrategie wird im Gesamtfahrzeugmodell des Omnibusses hinsichtlich des Kraftstoffverbrauchssenkungspotentials getestet. Randbedingungen sind die beiden Zyklen ETC und WHVC, sowie eine virtuelle Testfahrt zwischen Hannover und München. Die Klimatisierungsrandbedingung entspricht der eines gemäßigten Sommertags (siehe Kapitel 4.2). Dabei werden auch Wechselwirkungen mit der Verbrennungskraftmaschine untersucht. Weiterhin wird das Potential der variablen mit zwei konstanten Prozessführungen verglichen.

6.1 Analyse der Wechselwirkungen des Rankine-Prozesses mit anderen Systemen des Gesamtfahrzeugs

Aufgrund der Rechenintensität des Gesamtmodells und des Umfangs der Parameterstudien erfolgten die Berechnungen in den vorangegangenen Kapiteln entkoppelt vom Gesamtfahrzeug. Die auftretenden Wechselwirkungen des Rankine-Prozesses auf andere Systeme werden im Folgenden exemplarisch für eine Zyklussimulation im WHVC beschrieben. Die elektrische Leistung, die dem hybridisch angetriebenen Kältemittelverdichter zugeführt wird, beträgt bis zu 11.4 kW (siehe Abbildung 6.1). Dadurch kann die Verdichterleistung aber selbst im hochlastigen Teil des Zyklus nicht kompensiert werden. Allerdings wird die mechanische Leistung, die durch die Verbrennungskraftmaschine bereitgestellt werden muss, deutlich verringert. Dies ist an den Drehmomentverläufen zu erkennen. Im Mittel wird die Motorlast um 9.7 % verringert. In den Verzögerungsphasen fällt auf, dass die durch die Nebenaggregate abgerufene Leistung kleiner ist als die freiwerdende kinetische Energie des Omnibusses. Durch die thermische Trägheit des Abwärmenutzungssystems kann auch in den Verzögerungsphasen elektrische Leistung generiert werden. In dieser Simulationsstudie wird die eingebrachte Leistung durch die Bremsanlage in Wärmeenergie dissipiert. Ein Hochvolt-Batteriesystem kann in Verbindung mit dem hybridischen Verdichter im Generatorbetrieb neben der elektrischen Energie des Abwärmenutzungssystems auch die freiwerdende kinetische Energie des Omnibusses speichern. In Folge des sinkenden Motormo-

ments sinkt auch die Abgastemperatur. Im Hochlastbereich des Zyklus beträgt die Absenkung gegenüber dem Referenzfall 20.2 K. Da die exergetischen Systemwirkungsgrade des Rankine-Prozesses zwischen 300 und 350 °C ein Maximum aufweisen, setzt diese Wechselwirkung das Potential herunter, das bei einer isolierten Bewertung des Prozesses ermittelt wird. Aufgrund der relativ geringen Absenkung des Motormoments und der im Vergleich zur Zyklusdynamik hohen thermischen Trägheit des Abwärmenutzungssystems ist kein Schwingen in der Motorlast zu erkennen.

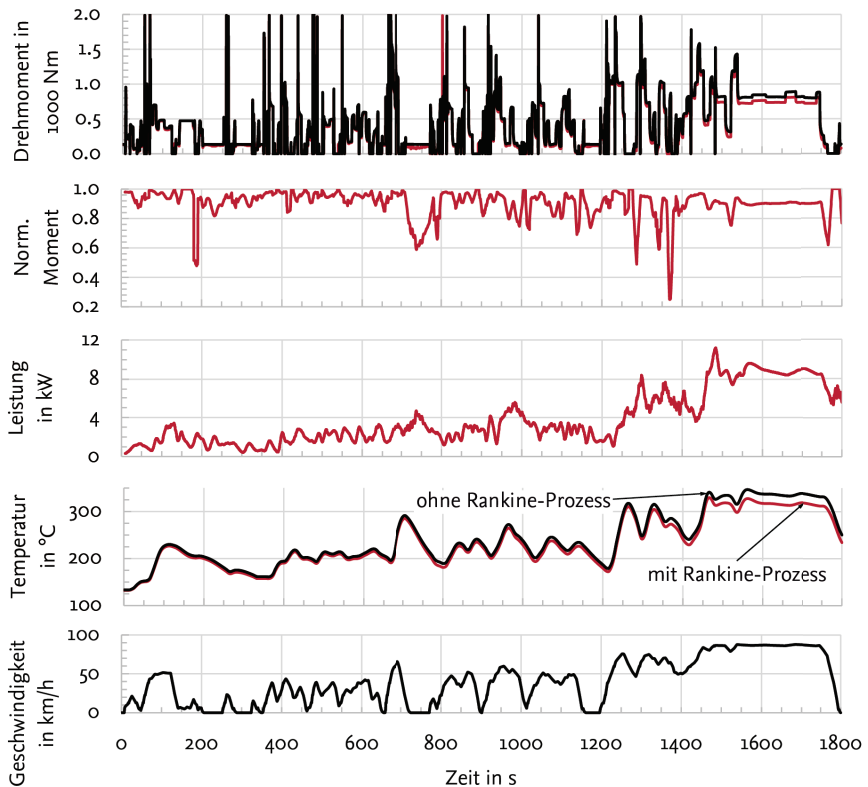


Abbildung 6.1: Vergleich von Motordrehmoment und Abgastemperatur nach Dieseloxydationskatalysator im Fahrzyklus WHVC mit und ohne Rankine-Prozess. Die Motorlast verringert sich im Schnitt um 9.7 %, wodurch die Abgastemperatur um bis zu 20.2 K sinkt. Die Rekuperationsleistung liegt bei bis zu 11.4 kW.

6.2 Potential der variablen gegenüber konstanten Prozessführungen

Das Potential einer optimierten, variablen Prozessführung (*Opt-Strg*) wird zwei konstanten Prozessführungen in Zyklussimulationen des Gesamtfahrzeugs gegenübergestellt. Die Strategie *Fix-Teillast* entspricht den konstanten, optimalen Prozessführungsgrößen für den WHVC ($p_{\text{Exp, ein}} = 13.4 \text{ bar}$, $T_{\text{Überhitzung}} = 5 \text{ K}$). *Fix-Hochlast* entspricht der optimalen Prozessführung für den Hochlastteil des Zyklus ($p_{\text{Exp, ein}} = 43 \text{ bar}$, $T_{\text{Überhitzung}} = 8 \text{ K}$). Durch den unterschiedlichen Teillastanteil ergeben sich für die drei untersuchten Fahrprofile unterschiedliche Kraftstoffverbrauchsenkungspotentiale, die in Abbildung 6.2 dargestellt sind. Der Omnibus mit optimierter, variabler Prozessführung des Rankine-Prozesses weist in allen Zyklen die niedrigsten Kraftstoffverbräuche auf. Je höher die Motorlast im Fahrzyklus, desto höher sind die mittleren exergetischen Systemwirkungsgrade der Rankine-Prozesse und desto höher ist die Einsparung. Im WHVC beträgt die Einsparung trotz des hohen Teillastanteils immerhin noch 5,8 %. Hier ermöglicht die *Fix-Hochlast-Strategie* Einsparungen in Höhe von 4,2 %, liegt damit aber 28 % unter der optimierten Betriebsstrategie. Die *Fix-Teillast-Strategie* zeigt nur im niedriglastigen WHVC höhere Einsparungen als die *Fix-Hochlast-Strategie*. Bei der virtuellen Fahrt von Hannover nach München mit einem sehr großen Autobahn-Anteil verliert sie deutlich gegenüber den anderen beiden Strategien.

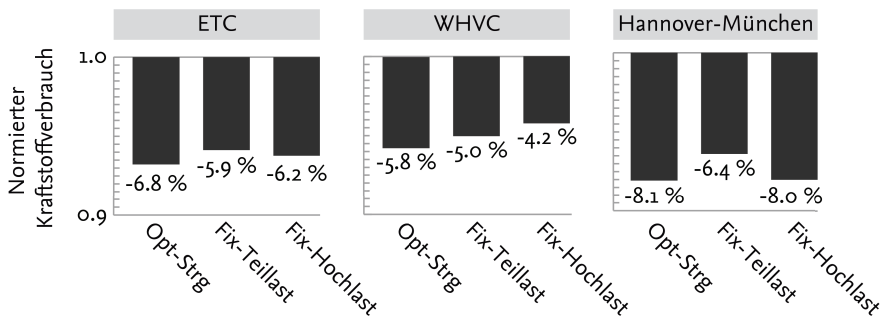


Abbildung 6.2: Kraftstoffverbrauchsenkungspotentiale der Rankine-Prozess-Betriebsstrategien für die drei betrachteten Fahrprofile.

In Abbildung 6.3 werden die Verhältnisse der absoluten Exergieverluste und die mittleren exergetischen Wirkungsgrade der drei Betriebsstrategien dargestellt. Die Werte der Säulendiagramme zeigen, dass sich die Abgasexergien am Ende der jeweiligen Zyklen im Vergleich zum Referenzfahrzeug ohne Rankine-Prozess um bis zu 7,3 % im WHVC und bis zu 11,0 % auf der Fahrt Hannover-München verringern. Dies wird in Kap. 6.3 weiterführend diskutiert. Bevor der Abgasstrom den Verdampfer erreicht, nimmt die Exergie auf der Strecke

vom Abgasturboladerausstritt bis nach Dieseloxidationskatalysator um ca. ein Viertel ab. Mit einer Isolierung der Abgasanlage können die Verluste gesenkt und das Potential des Rankine-Prozesses weiter erhöht werden. Diese Maßnahme ist nicht bewertet worden.

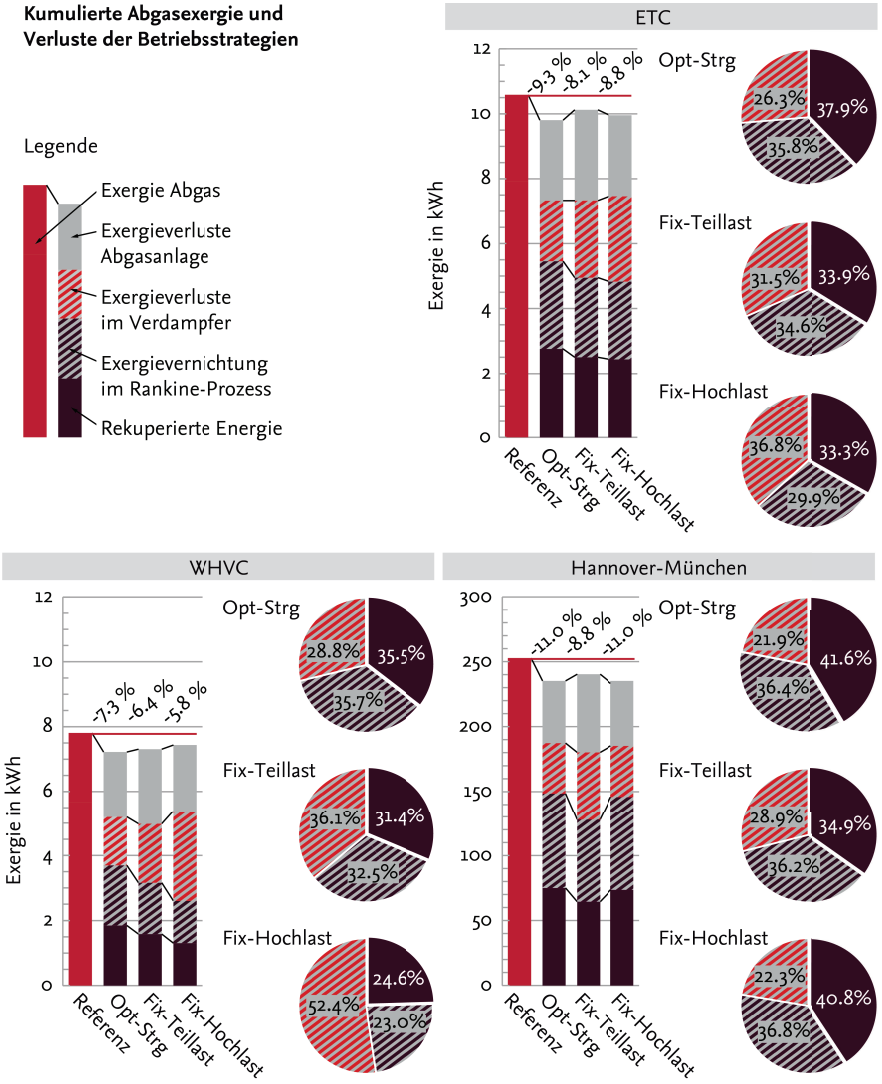


Abbildung 6.3: Kumulierte Abgasexergien und mittlere Verlustanteile der Rankine-Prozess-Betriebsstrategien für die drei betrachteten Fahrprofile.

In den Tortendiagrammen sind die Gesamtexergieverluste der Rankine-Prozesse mit den unterschiedlichen Betriebsstrategien anteilig in die Exergieverluste im Verdampfer und in die Exergievernichtung im Prozess aufgeteilt. Die Analyse zeigt, dass die optimierte Betriebsstrategie in allen Zyklen die niedrigsten Verdampferverluste aufweist. Somit ist auch die dem Prozess zugeführte absolute Exergie am größten. Zwar sind die Prozessverluste höher als die der *Fix-Hochlast-Strategie*, das Produkt aus dem exergetischen Prozesswirkungsgrad und dem Nutzungsgrad des Abgases ist am Ende jedoch höher. Besonders deutlich ist dieser Effekt beim Vergleich der optimierten Prozessführung mit der *Fix-Hochlast-Strategie* für den niedriglastigen WHVC.

6.3 Exergieanalyse des Gesamtfahrzeugs in virtuellen Testfahrten

Für die drei untersuchten Fahrprofile werden die Exergie- und Anergiemengen am Ende der Fahrt in Abbildung 6.4 dargestellt. Verglichen wird das Referenz-Fahrzeug mit dem Fahrzeug inklusive eines Abwärmenutzungssystems mit optimierter Prozessführung. Die Höhe der Säule stellt die benötigte Kraftstoffexergie dar. Diese wird in der Verbrennungskraftmaschine in mechanische Energie und in Wärmeenergie umgewandelt, die über das Abgas oder über das Kühlsystem abgeführt wird. Die mechanische Energie wird zu einem nicht unerheblichen Anteil für den Betrieb des Kältemittelverdichters und weiterer Nebenaggregate verwendet. Die Summe der aufzubringenden mechanischen Energien ist für beide Fahrzeugkonfigurationen gleich. Für den Omnibus mit Abwärmenutzungssystem kann ein Teil der Energie für die Nebenaggregate durch den Rankine-Prozess substituiert werden, was insgesamt auch zu höheren Motorwirkungsgraden führt. Dies lässt sich in den Tortendiagrammen am steigenden Anteil der mechanischen Energie ableiten. Dadurch sinkt zusätzlich auch der Anteil an Abgasexergie, die dem Rankine-Prozess zur Verfügung steht. Diese errechnet sich für den Omnibus mit Rankine-Prozess im Tortendiagramm aus der Summe der Abgasexergieverluste und der rekuperierten Energie. Für absolute Werte und eine Aufgliederung der Verluste wird auf Kap. 6.2 verwiesen. Bemerkenswert ist, dass der Rankine-Prozess selbst auf der virtuellen Fahrt Hannover-München den Aufwand für die Nebenaggregate nicht zu substituieren vermag.

Legende

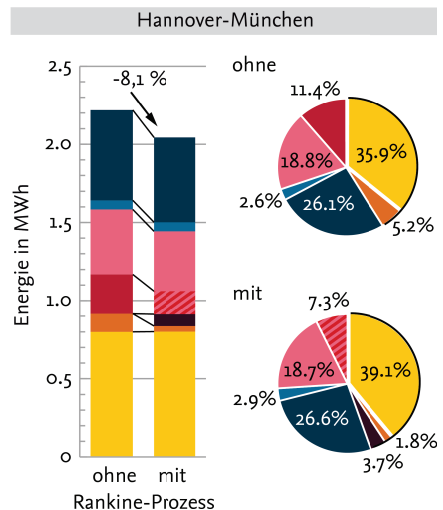
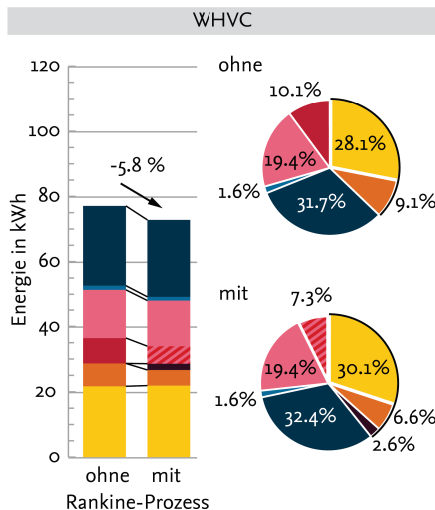
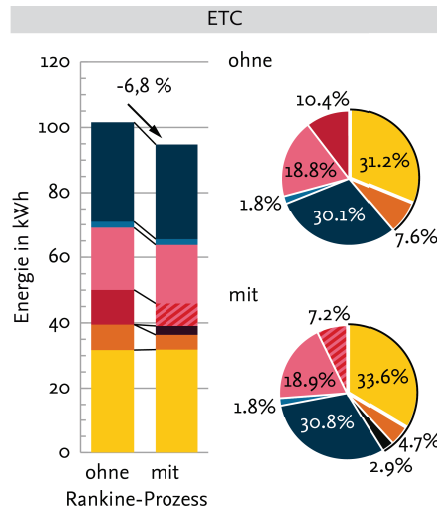
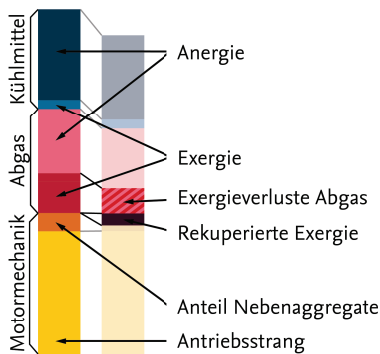


Abbildung 6.4: Vergleich von Kraftstoffenergie und deren Wandlungsanteile für einen Omnibus ohne und mit Rankine-Prozess bei optimierter Prozessführung.

Zusammenfassung und Fazit

Die virtuellen Testfahrten von Omnibussen mit und ohne Rankine-Prozess zeigen die Wechselwirkungen mit der Verbrennungskraftmaschine. Die rekuperierte Energie sorgt für

eine teilweise Entlastung des Riementriebs, wodurch die Last der Verbrennungskraftmaschine in den drei Zyklen im Schnitt um ca. 10 % gesenkt wird. Einhergehend verringert sich die Abgastemperatur zur Referenzfahrt, was das Potential gegenüber einer isolierten Betrachtung des Prozesses verringert. Aufgrund der im Mittel höheren Abgasexergien und höheren exergetischen Systemwirkungsgrade des Rankine-Prozesses sind die Verbrauchseinsparungen bei höherlastigen Fahrprofilen generell höher. Gegenüber einer konstanten Prozessführung kann durch einen Rankine-Prozess mit optimierter, variabler Prozessführung der Kraftstoffverbrauch noch einmal deutlich verringert werden. Gegenüber der Teillast optimierten Prozessführung auf der hochlastigen Fahrt Hannover-München liegt das Potential bei 35 %. Beim WHVC mit großem Teillastanteil liegt das Verbesserungspotential gegenüber einem System mit konstanter Hochlast-Prozessführung bei 38 %. Das Potential zur Senkung des Kraftstoffverbrauchs für einen Omnibus mit optimierter Prozessführung beträgt in den Fahrprofilen zwischen 5,8 und 8,1 %.

7 Zusammenfassung und Ausblick

Durch die Rekuperation ungenutzter Abgasexergie mit einem Rankine-Prozess kann der Kraftstoffverbrauch von verbrennungsmotorisch betriebenen PKW oder Nutzfahrzeugen im Bereich von 2 bis 6 % reduziert werden. Dies wurde in zahlreichen wissenschaftlichen Arbeiten rechnerisch ermittelt. Trotz des Potentials befinden sich keine integrierten Abwärmenutzungssysteme in Serie. Ein Grund ist die hohe Komplexität bei der Entwicklung der Betriebs- und Regelstrategie sowie der Komponentenauslegung, verursacht durch die im Fahrbetrieb schnell wechselnden Randbedingungen. Ein nicht leistungsoptimaler Betrieb und hohe Komponentenkosten gefährden aktuell die Wirtschaftlichkeit des Systems. Eine Erhöhung des Rekuperationspotentials kann der Technologie zum Durchbruch verhelfen. Dazu müssen bei der Konzeption eines leistungsoptimierten Prozesses alle Konzeptparameter ausgehend von einer Regel- und Betriebsstrategie, die Prozessführungsgrößen kontinuierlich optimiert, evaluiert werden.

Ziel der Arbeit ist die Konzeption eines Rankine-Prozesses für einen Omnibus unter Berücksichtigung einer für die jeweils vorherrschenden Randbedingungen und Systemzustände optimierten Prozessführung. Da die Abgastemperatur und der -massenstrom in einem Fahrzyklus stark schwanken, unterscheiden sich die Prozessführungsgrößen Druck und Enthalpie am Eintritt in die Expansionsmaschine stark, in denen der Prozess die höchsten exergetischen Systemwirkungsgrade aufweist. Veröffentlichungen, die Konzeptparameter, wie bspw. das Arbeitsmedium, bei dynamischen Randbedingungen bewerten, lassen eine kontinuierliche Optimierung der Prozessführung außer Acht. In den wenigen Forschungsarbeiten, die eine angepasste Prozessführung in Ansätzen berücksichtigen, sind zentrale Konzeptparameter, wie das Arbeitsmedium und die Verflüssigungstemperatur bereits festgelegt.

Der Fokus dieser Arbeit liegt daher auf der Optimierung von Konzeptparametern unter Berücksichtigung einer kontinuierlich optimierten Prozessführung. Der zentrale Schritt der Konzeption ist die Festlegung eines Integrationskonzepts für den Rankine-Prozess im Omnibus und die Wahl eines entsprechenden Arbeitsmediums, das unter Beachtung fahrzeugspezifischer Restriktionen für ein breites Abgastemperaturintervall die höchsten exergetischen Systemwirkungsgrade aufweist.

Um Potentiale einzelner Arbeitsmedien schnell für verschiedene Fahrprofile schätzen zu können, werden quasistationäre Simulationsstudien für Wärmequellentemperaturen von 100 bis 600 °C durchgeführt. Dabei werden fünf Verflüssigungstemperaturen von 20 bis 100 °C und drei Szenarien mit unterschiedlich großen Verlusten in den Kreisprozesskomponenten betrachtet. Für jede untersuchte Konfiguration werden die Prozessführungsgrößen über einen Algorithmus hinsichtlich des maximalen exergetischen Systemwirkungsgrad optimiert. Die Berechnungsroutine ist außerdem zentraler Bestandteil der Betriebs- und Regelstrategie. Die Analyse der Studienergebnisse zeigt, dass die Sensitivität des exergetischen Systemwirkungsgrads auf Komponentenverluste bei allen Prozessen unterschiedlich ist. Dies ist daran zu erkennen, dass sich das Arbeitsmedium mit dem höchsten exergetischen Wirkungsgrad bei einer Wärmequellentemperatur abhängig von den Beträgen der Komponentenverluste ändert. Für drei mögliche Fahrzeugintegrationskonzepte werden die Arbeitsmedien R-1233zd(E), Cyclopentan und Ethanol ausgesucht. R-1233zd(E) weist für Verflüssigungstemperaturen bis 60 °C und Cyclopentan oberhalb einer Verflüssigungstemperatur von 60 °C die höchsten exergetischen Systemwirkungsgrade auf. Ethanol eignet sich bei Abgastemperaturen oberhalb von 330 °C und Verflüssigungstemperaturen ab 80 °C.

Diese drei Medien werden einer detaillierten Sensitivitätsstudie unterzogen. Die Analyse zeigt, dass sich die optimalen Prozessführungsgrößen neben der Wärmequellentemperatur auch mit der Höhe der Komponentenverluste ändern. Die Sensitivitäten weisen für die drei Medien im Allgemeinen eine ähnliche Charakteristik auf.

Der Einfluss der Wärmeübertragungsgüte des Verdampfers auf den exergetischen Systemwirkungsgrad hängt vom Betriebsbereich des Rankine-Prozesses ab. Im Teillastbetrieb des Rankine-Prozesses, der meist dann vorliegt, wenn die Temperatur der Wärmequelle geringer ist als die kritische Temperatur des Arbeitsmediums, hat die Wärmeübertragungsgüte des Verdampfers einen großen Einfluss auf den exergetischen Systemwirkungsgrad. Im Nennlastbetrieb sinkt dieser deutlich. Die Sensitivität der Pumpenverluste verhält sich nichtlinear. Der Einfluss auf den exergetischen Systemwirkungsgrad nimmt mit höheren Pumpenverlusten zu. Die größten Potentiale zur Verbesserung des exergetischen Wirkungsgrads weisen die Senkung der Verflüssigungstemperatur und die Erhöhung des Isentropenwirkungsgrads der Expansionsmaschine auf. Generell ist eine Querkopplung der verschiedenen Komponentenverluste zu beobachten.

Für die Konzeption des Abwärmenutzungssystems für einen Omnibus wird ein dynamisches Gesamtfahrzeugmodell weiterentwickelt. Mit den Ergebnissen der quasistationären Studien und simulierter Abwärmeprofile und Exergieströme des Omnibusses zweier Fahrzyklen wird Cyclopentan als bester Kompromiss aus hoher Rekuperationsleistung und

niedrigen Kosten für die Rückkühlung ausgewählt. Das erarbeitete Integrationskonzept sieht einen Abgaswärmeübertrager im Abgasstrang nach Dieseloxydationskatalysator vor. Die rekuperierte Leistung wird über einen Generator in elektrische Energie umgewandelt, die über einen hybridisch angetriebenen Kältemittelverdichter zur Entlastung des Riemenantriebs und damit der Motorleistung sorgt. Aufgrund der ungünstigen Wechselwirkungen mit dem Kühlsystem der Verbrennungskraftmaschine und der Potentialeinbußen wird ein gesonderter Verflüssiger für das Abwärmenutzungssystem vorgesehen.

Ausgehend vom ausgewählten Integrationskonzept werden konkrete Komponentenparameter anhand von dynamischen Modellen optimiert. Wesentlicher Bestandteil des Modells ist die entwickelte Regel- und Betriebsstrategie, welche die Prozessführungsgrößen kontinuierlich optimiert und einregelt. Eine Schlüsselkomponente des Rankine-Prozesses ist der Abgaswärmeübertrager. Die Ergebnisse einer umfangreichen Parameterstudie, in der 75 verschiedene Wärmeübertragergeometrien in transienten Kreisprozesssimulationen bewertet werden, zeigen Effekte, die einen Beitrag zur Entwicklung einer realen Komponente leisten können. Dazu zählt bspw. der hohe Anteil der Vorwärmung im Abgaswärmeübertrager, der im Teillastbetrieb ca. 60 % der Arbeitsmedium-Kanallänge einnimmt. Im Nennlastbetrieb steigt der Anteil bis zu 95 %. Durch die deutliche Dichteabnahme des Arbeitsmediums bei Verdampfung zeigt sich eine Strömungsquerschnittsänderung im Arbeitsmediumkanal als besonders vorteilhaft. Eine Verwendung von Aluminium als Wärmeübertragerwerkstoff, zumindest für den Vorwärmanteil, erhöht den mittleren exergetischen Systemwirkungsgrad deutlich. Insgesamt konnte durch die Optimierung der Wärmeübertragergeometrie gegenüber dem schlechtesten bewerteten Wärmeübertrager eine Erhöhung der rekuperierten Energie für das Abwärmeprofil eines Omnibusses im *World Harmonized Vehicle Cycle* (WHVC) um 6,3 % erreicht werden.

Mit dem dynamischen Omnibusmodell werden die Wechselwirkungen und das Kraftstoffverbrauchsenskungspotential des optimierten Abwärmenutzungssystems in den Zyklen *European Transient Cycle* (ETC) und WHVC sowie einer virtuellen Testfahrt von Hannover nach München analysiert. Wesentliche Wechselwirkung ist die Absenkung der Abgasstemperatur durch Lastpunktverschiebung der Verbrennungskraftmaschine. Für den WHVC liegt diese am Eintritt in den Abgaswärmeübertrager bei bis zu 20 K. Da die Lastpunktabsenkung im Mittel unterhalb von 10 % liegt und die thermische Trägheit des Rankine-Prozesses weit aus höher als die der Verbrennungskraftmaschine ist, ist kein Schwingverhalten festzustellen. Die Ergebnisse virtueller Testfahrten des Omnibusses mit Rankine-Prozess und der kontinuierlich optimierten Prozessführungen werden denjenigen mit konstanten Prozessführungen gegenübergestellt. Abhängig vom Fahrprofil und Prozessführungsgrößen er-

möglicht die optimierte Prozessführung bis zu 38 % höhere Kraftstoffverbraucheinsparungen. Die Kraftstoffersparnis liegt für den WHVC bei 5,8 %, für den ETC bei 6,8 % und für die Fahrt von Hannover nach München bei 8,1 %.

Ausblick

Die vorliegende Arbeit schafft mittels der verwendeten Methodik und der exergiebezogenen Analyse eine Basis zur Konzeption von Abwärmenutzungssystemen unter Berücksichtigung einer optimierten Prozessführung. Sie umfasst aber lediglich einen Teil der notwendigen Umfänge einer einhergehenden Optimierung von Konzeptparametern und der Regel- und Betriebsstrategie. Zwar werden die Sensitivitäten der größten Komponentenverluste und Effekte im Abgaswärmeübertrager visualisiert, die Optimierung von Konzeptparametern für bspw. die Expansionsmaschine und die Pumpe wurden nicht einbezogen. Die Optimierung der Topologie des Prozesses soll im nächsten Schritt mit einbezogen werden. Möglicherweise kann durch die Nutzung weiterer Wärmequellen, parallel geschalteter Komponenten oder die Verwendung von Arbeitsmediengemischen eine weitere Steigerung der Rekuperationsleistung erzielt werden. Für die dynamischen Simulationen wird in dieser Arbeit eine für den aktuellen Systemzustand optimierte Prozessführung umgesetzt. Die Lösung eines Optimalsteuerungsproblems - auch unter Berücksichtigung der Systeme der Abgasnachbehandlung - kann weitere Leistungssteigerungen ermöglichen.

A Literaturverzeichnis

- [1] R. Pischinger, M. Klell, und T. Sams, *Thermodynamik der Verbrennungskraftmaschine*, 3. Aufl. Vienna: Springer Vienna, 2010.
- [2] G. P. Merker und C. Schwarz, *Grundlagen Verbrennungsmotoren*, 2009.
- [3] C. Kaiser, S. Försterling, C. Strupp, N. Lemke, M. Sonnekalb, und J. Köhler, „Simulation zur verbrauchsorientierten Bewertung von Omnibus-Klimatisierungskonzepten“, *Wärmemanagement des Kraftfahrzeuges VIII*, 2012.
- [4] B. Mazar, „Gesamtsystemoptimierung eines thermoelektrischen Generators für eine Fahrzeuggruppe“, TU Dresden, 2011.
- [5] S. Risse, „Motornahe thermoelektrische Rekuperation der Abgasenergie an einem turboaufgeladenen direkteinspritzenden Ottomotor“, TU Dresden, 2012.
- [6] C. M. Maier, „Theoretische und experimentelle Untersuchung von Energierekuperationssystemen in Verbindung mit zweistufigen thermischen Verbundverfahren bei Verbrennungskraftmaschinenanlagen“, TU Dresden, 2015.
- [7] L. Arnaud, G. Ludovic, D. Mouad, Z. Hamid, und L. Vincent, „Comparison and Impact of Waste Heat Recovery Technologies on Passenger Car Fuel Consumption in a Normalized Driving Cycle“, *Energies*, Bd. 7, Nr. 8, S. 5273–5290, Aug. 2014.
- [8] Umweltbundesamt, „Zukünftige Maßnahmen zur Kraftstoffeinsparung und Treibhausgasminderung bei schweren Nutzfahrzeugen“, 2015.
- [9] E. Macchi und M. Astolfi, „Organic Rankine Cycle (ORC) Power Systems: Technologies and Applications“, 2016.
- [10] A. Franke, „Thermische Rekuperation im instationären Betrieb – Ein Beitrag zur Optimierung des Clausius-Rankine- Prozesses zur Wärmerückgewinnung im Kraftfahrzeug“, 2016.
- [11] S. Lecompte, H. Huisseune, M. van den Broek, B. Vanslambrouck, und M. De Paepe, „Review of organic Rankine cycle (ORC) architectures for waste heat recovery“, *Renew. Sustain. Energy Rev.*, Bd. 47, S. 448–461, 2015.
- [12] V. Grelet, T. Reiche, V. Lemort, M. Nadri, und P. Dufour, „Transient performance evaluation of waste heat recovery rankine cycle based system for heavy duty trucks“, *Appl. Energy*, Bd. 165, S. 878–892, 2016.
- [13] V. Grelet, „Rankine cycle based waste heat recovery system applied to heavy duty vehicles : topological optimization and model based control“, Université de Liège, 2016.

- [14] L. Pierobon, T.-V. Nguyen, U. Larsen, F. Haglind, und B. Elmegaard, „Multi-objective optimization of organic Rankine cycles for waste heat recovery: Application in an offshore platform“, *Energy*, Bd. 58, S. 538–549, Sep. 2013.
- [15] L. Pierobon, E. Casati, F. Casella, F. Haglind, und P. Colonna, „Design methodology for flexible energy conversion systems accounting for dynamic performance“, *Energy*, Bd. 68, S. 667–679, 2014.
- [16] J. Stegmaier, „Betriebsstrategie für ein System zur Abwärmenutzung des Verbrennungsmotors“, TU Kaiserslautern, 2011.
- [17] J. E. Körner, „Niedertemperaturabwärmenutzung mittels ORC im mobilen Einsatz“, Universität Rostock, 2013.
- [18] D. Knapp, R. Wurms, R. Budack, A. Ag, T. Ottomotoren, und M. Wensing, „Auslegung eines Abgasenergienutzungssystems unter den Randbedingungen eines Pkw-Antriebs mit Ottomotor“, Nr. September, S. 166–181, 2013.
- [19] D. Knapp, „Wirkungsgradsteigerung von Ottomotoren mittels Abgasenergienutzung für PKW-Anwendungen“, Universität Erlangen-Nürnberg, 2016.
- [20] T. A. Horst, W. Tegethoff, P. Eilts, und J. Koehler, „Prediction of dynamic Rankine Cycle waste heat recovery performance and fuel saving potential in passenger car applications considering interactions with vehicles' energy management“, *Energy Convers. Manag.*, Bd. 78, S. 438–451, 2014.
- [21] T. A. Horst, H.-S. Rottengruber, M. Seifert, und J. Ringler, „Dynamic heat exchanger model for performance prediction and control system design of automotive waste heat recovery systems“, *Appl. Energy*, Bd. 105, S. 293–303, 2013.
- [22] T. A. Horst, „Betrieb eines Rankine-Prozesses zur Abgaswärmenutzung im PKW“, TU Braunschweig, 2015.
- [23] A. Hartmann, „Energie- und Wärmemanagement mit thermischer Rekuperation für Personenkraftwagen“, TU Braunschweig, 2014.
- [24] C. Vetter, „Thermodynamische Auslegung und transiente Simulation eines überkritischen Organic Rankine Cycles für einen leistungsoptimierten Betrieb“, Karlsruher Institut für Technologie, 2014.
- [25] M. Jung, „Auslegung eines Clausius-Rankine-Zyklus mit Kolbenexpansionsmaschine für die Anwendung im schweren Nutzfahrzeug“, Ruhr-Universität Bochum, 2014.
- [26] M. Bernath, „Ganzheitliche Modellerstellung zur Wirkungsgraderhöhung von Nutzfahrzeugen durch thermische Rekuperation“, TU München, 2015.
- [27] W. Lang, P. Colonna, und R. Almbauer, „Assessment of Waste Heat Recovery From a Heavy-Duty Truck Engine by Means of an ORC Turbogenerator“, *J. Eng. Gas Turbines Power*, Bd. 135, Nr. 4, S. 042313, 2013.
- [28] S. Mavridou, G. C. Mavropoulos, D. Bouris, D. T. Hountalas, und G. Bergeles,

- „Comparative design study of a diesel exhaust gas heat exchanger for truck applications with conventional and state of the art heat transfer enhancements“, *Appl. Therm. Eng.*, Bd. 30, Nr. 8, S. 935–947, 2010.
- [29] A. Benato, M. R. Kaern, L. Pierobon, A. Stoppato, und F. Haglind, „Analysis of hot spots in boilers of organic Rankine cycle units during transient operation“, *Appl. Energy*, Bd. 151, S. 119–131, 2015.
- [30] D. Maraver, J. Royo, V. Lemort, und S. Quoilin, „Systematic optimization of subcritical and transcritical organic Rankine cycles (ORCs) constrained by technical parameters in multiple applications“, *Appl. Energy*, Bd. 117, S. 11–29, März 2014.
- [31] M. Ibarra, A. Rovira, D.-C. Alarcón-Padilla, und J. Blanco, „Performance of a 5kW Organic Rankine Cycle at part-load operation“, *Appl. Energy*, Bd. 120, S. 147–158, Mai 2014.
- [32] F. Capra und E. Martelli, „Numerical optimization of combined heat and power Organic Rankine Cycles – Part A: Simultaneous design & part-load optimization“, *Energy*, Bd. 90, S. 329–343, 2015.
- [33] H. Xie und C. Yang, „Dynamic behavior of Rankine cycle system for waste heat recovery of heavy duty diesel engines under driving cycle“, *Appl. Energy*, Bd. 112, S. 130–141, 2013.
- [34] S. Lecompte, H. Huisseune, M. van den Broek, S. De Schampheleire, und M. De Paepe, „Part load based thermo-economic optimization of the Organic Rankine Cycle (ORC) applied to a combined heat and power (CHP) system“, *Appl. Energy*, Bd. 111, S. 871–881, 2013.
- [35] D. Walraven, B. Laenen, und W. D’Haeseleer, „Comparison of thermodynamic cycles for power production from low-temperature geothermal heat sources“, *Energy Convers. Manag.*, Bd. 66, S. 220–233, 2013.
- [36] V. Lemort, L. Guillaume, A. Legros, S. Declaye, und S. Quoilin, „A comparison of piston, screw and scroll expanders for small-scale Rankine cycle systems“, *Proceedings of the 3rd International Conference on Microgeneration and Related technologies*, 2013.
- [37] S. Quoilin, S. Declaye, A. Legros, und L. Guillaume, „Working fluid selection and operating maps for Organic Rankine Cycle expansion machines“, *Int. Compress. Eng. Conf.*, S. 1–10, 2012.
- [38] A. Weiß, „Volumetric expander versus turbine – which is the better choice for small orc plants?“, *Proceedings of the 3rd International Seminar on ORC Power Systems*, 2015.
- [39] H. S. Kunte und J. R. Seume, „Experimental Setup of a Small Supersonic Turbine for an Automotive Orc Application Running With Ethanol“, *Proceedings of the 3rd International Seminar on ORC Power Systems*, 2015.
- [40] L. Guillaume, A. Legros, A. Desideri, und V. Lemort, „Performance of a radial-

inflow turbine integrated in an ORC system and designed for a WHR on truck application: An experimental comparison between R245fa and R1233zd“, *Appl. Energy*, 2016.

- [41] D. Fiaschi, G. Manfrida und F. Maraschiello, „Thermo-fluid dynamics preliminary design of turbo-expanders for ORC cycles“, *Appl. Energy*, Bd. 97, S. 601–608, 2012.
- [42] M. Astolfi und E. Macchi, „Efficiency correlations for axial flow turbines working with non-conventional fluids“, *Proceedings of the 3rd International Seminar on ORC Power Systems*, S. 1–12, 2015.
- [43] J. Galindo , S. Ruiz Rosales, V. Dolz Ruiz, L. Royo Pascual, R. Haller, B. Nicolas, Y. Glavatskaya, „Experimental and thermodynamic analysis of a bottoming Organic Rankine Cycle (ORC) of gasoline engine using swash-plate expander“, *Energy Convers. Manag.*, Bd. 103, S. 519–532, 2015
- [44] A. Desideri, S. Gusev, M. van den Broek, V. Lemort, und S. Quoilin, „Experimental comparison of organic fluids for low temperature ORC (organic Rankine cycle) systems for waste heat recovery applications“, *Energy*, Bd. 97, S. 460–469, 2016.
- [45] V. Lemort, S. Declaye, und S. Quoilin, „Experimental characterization of a hermetic scroll expander for use in a micro-scale Rankine cycle“, *Proc. Inst. Mech. Eng. Part A J. Power Energy*, Bd. 226, Nr. 1, S. 126–136, 2012.
- [46] S. Quoilin, M. Van Den Broek, S. Declaye, P. Dewallef, und V. Lemort, „Techno-economic survey of Organic Rankine Cycle (ORC) systems“, *Renew. Sustain. Energy Rev.*, Bd. 22, S. 168–186, 2013.
- [47] S. Declaye, „Improving the performance of μ -ORC systems“, Université de Liège, 2015.
- [48] A. A. Boretti, „Transient operation of internal combustion engines with Rankine waste heat recovery systems“, *Appl. Therm. Eng.*, Bd. 48, S. 18–23, 2012.
- [49] R. Dickes, A. Desideri, I. Bell, S. Quoilin, und V. Lemort, „Dynamic modeling and control strategy analysis of a micro-scale CSP plant coupled with a thermocline system for power generation“, *Eurosun conference*, S. 16–19, 2014.
- [50] D. Seitz, O. Gehring, C. Bunz, M. Brunschier, und O. Sawodny, „Design of a Nonlinear, Dynamic Feedforward Part for the Evaporator Control of an Organic Rankine Cycle in Heavy Duty Vehicles“, *IFAC-PapersOnLine*, Bd. 49, Nr. 11, S. 625–632, 2016.
- [51] N. Espinosa, V. Lemort, B. Lombard, und S. Quoilin, „Transient Organic Rankine cycle Modelling for Waste Heat Recovery on a Truck“.
- [52] D. Luong, „Modeling, Estimation and Control of Waste Heat Recovery Systems“, University of California, 2013.
- [53] F. Merz, A. Sciarretta, J. C. Dabadie, und L. Serrao, „On the optimal thermal management of hybrid-electric vehicles with heat recovery systems“, *Oil Gas Sci. Technol.*, Bd. 67, Nr. 4, S. 601–612, 2012.

- [54] S. Quoilin, R. Aumann, A. Grill, A. Schuster, und V. Lemort, „Dynamic modeling and optimal control strategy of waste heat recovery Organic Rankine Cycles“, *Appl. Energy*, Bd. 88, Nr. 6, S. 2183–2190, 2011.
- [55] J. Peralez, M. Nadri, P. Dufour, P. Tona, und A. Sciarretta, „Organic Rankine Cycle for Vehicles: Control Design and Experimental results“, 2016.
- [56] E. Feru, N. Murgovski, B. de Jager, und F. Willems, „Supervisory control of a heavy-duty diesel engine with an electrified waste heat recovery system“, *Control Eng. Pract.*, Bd. 54, S. 190–201, 2016.
- [57] M. C. Esposito, N. Pompini, A. Gambarotta, V. Chandrasekaran, J. Zhou, und M. Canova, „Nonlinear Model Predictive Control of an Organic Rankine Cycle for Exhaust Waste Heat Recovery in Automotive Engines“, *IFAC-PapersOnLine*, Bd. 48, Nr. 15, S. 411–418, 2015.
- [58] J. Zhang, Y. Zhou, R. Wang, J. Xu, und F. Fang, „Modeling and constrained multivariable predictive control for ORC (Organic Rankine Cycle) based waste heat energy conversion systems“, *Energy*, S. 1–11, 2014.
- [59] P. Petr, C. Schröder, J. Köhler, und M. Gräber, „Optimal Control Of Waste Heat Recovery Systems Applying Nonlinear Model Predictive Control (NMPC)“, in *Proceedings of the 3rd International Seminar on ORC Power Systems*, 2015.
- [60] C. Schulze, „A Contribution to Numerically Efficient Modelling of Thermodynamic Systems“, TU Braunschweig, 2014.
- [61] K. Riedl, „Exergetische und exergoökonomische Bewertung von Verfahren der Energie- und Stoffwandlung“, S. 203, 2007.
- [62] J. Galindo, S. Ruiz, V. Dolz, und L. Royo-Pascual, „Advanced exergy analysis for a bottoming organic rankine cycle coupled to an internal combustion engine“, *Energy Convers. Manag.*, Bd. 126, S. 217–227, 2016.
- [63] P. Petr, C. Schulze, und P. J. Köhler, „Konzipierung eines Abwärmenutzungssystems für einen Omnibus im Hinblick auf transiente Randbedingungen“, in *SIMVEC - Berechnung und Simulation im Fahrzeugbau*, 2016.
- [64] R. Kossel, „Hybride Simulation thermischer Systeme am Beispiel eines Reisebusses“, 2012.
- [65] C. Kaiser, R. Baumgart, J. Aurich, W. Tegethoff, und J. Köhler, „Konzepte für die Reduzierung des Kraftstoffverbrauchs von Omnibusklimaanlagen“, *SIMVEC - Berechnung und Simulation im Fahrzeugbau*, 2013.
- [66] C. Kaiser, „Concepts for the reduction of fuel consumption of the bus air conditioning system“, *12. Internationale Fachtagung Nutzfahrzeuge*, 2013.
- [67] „UNECE - 46th GRPE session: Worldwide Harmonized Heavy Duty Emissions Certification Procedure“, 2003. [Online]. Verfügbar unter: <https://www.unece.org/fileadmin/DAM/trans/doc/2003/wp29grpe/TRANS-WP29->

GRPE-46-info4e.pdf. [Zugegriffen: 20-Okt-2016].

- [68] „Richtlinie 1999/96/EG des Europäischen Parlaments und des Rates“, 2000.
- [69] A. Stumpf, B. Chakiachvili, und N. Awwad, „Innovative Electrical Concepts for Transport Refrigeration Units“, *Technology*, 2011.
- [70] A. Stumpf, „Refrigeration Units Powered By The Truck Engine Benefits Of New Electrical Architectures“, *IIR Cold Chain Conference*, 2013, Nr. April.
- [71] „TIL-Suite“. [Online]. Verfügbar unter: <https://www.tlk-thermo.com/index.php/de/softwareprodukte/til-suite>. [Zugegriffen: 20-Okt-2016].
- [72] W. Demuth, M. Kotsch, M. Kranich, K.-H. Staffa, und C. Walter, „Wärmeübertrager, insbesondere für Klimaanlage“, EP 1 632 742 A2, 2006.
- [73] H. D. Baehr und K. Stephan, *Wärme- und Stoffübertragung*, Bd. 75, Nr. 10. Berlin, Heidelberg: Springer Berlin Heidelberg, 2016.
- [74] K. Steimle, Fritz; Stephan, *Handbuch der Kältetechnik: Wärmeaustauscher*. Springer, 1988.
- [75] *VDI-Wärmeatlas*, 2013.
- [76] Shah, „A general correlation for Heat Transfer during film condensation inside pipes“, *Int. J. Heat Mass Transf.*, 1979.
- [77] P. K. Konakov, „A new correction for the friction coefficient in smooth tubes“, *Berichte der Akad. der Wissenschaften der UdSSR*, 1946.
- [78] M. Gräber, „Energieoptimale Regelung von Kälteprozessen“, TU Braunschweig, 2014.
- [79] A. Varchmin, „Regelungstechnische Analyse von Kälteanlagen mit parallelen Verdampfern“, TU Braunschweig, 2018.
- [80] C. Seck, „Ein Beitrag zur Regelung von ORC-Systemen unter transienten Umgebungsbedingungen“, TU Braunschweig, 2015.
- [81] K. J. Åström und T. Hägglund, *Advanced PID Control*. ISA-The Instrumentation, Systems, and Automation Society, 2006.
- [82] H. Zellbeck, S. Risse, und T. Roß, „Thermische Rekuperation im Kontext zur Abgasturboaufladung und Abgasnachbehandlung“, *Thermische Rekuperation im Kraftfahrzeug*, 2009.
- [83] M. T. Zegenhagen, „Untersuchung der Abgaswärmeübertragung und Dampfstrahlverdichtung zur Bewertung von Dampfstrahlkälteanlagen als Ladeluftkühler aufgeladener Ottomotoren“.
- [84] S. Michelfeit, „Werkstoffgesetze einer AlSi-Gusslegierung unter Hochtemperaturbeanspruchung in Abhängigkeit des Werkstoffzustandes“, TU Darmstadt, 2012.
- [85] F. Ostermann, *Anwendungstechnologie Aluminium*, Bd. 53. 2014.

B Symbolverzeichnis

Lateinische Formelzeichen

A	Fläche	m^2
\dot{E}	Exergiestrom	W
h	Spezifische Enthalpie	$\frac{\text{J}}{\text{kg}}$
h	Kapitel 5.5; Höhe	m
h_n	Häufigkeit	
\dot{m}	Massenstrom	$\frac{\text{kg}}{\text{s}}$
p	Druck	Pa
P	Leistung	W
\dot{Q}	Wärmestrom	W
s	Spezifische Entropie	$\frac{\text{J}}{\text{kg K}}$
T	Temperatur	$^{\circ}\text{C}$

Griechische Formelzeichen

α	Wärmeübergangskoeffizient	$\frac{\text{W}}{\text{m}^2 \text{K}}$
δ	Wandstärke	m
ΔT	Temperaturdifferenz	K
Δp	Druckdifferenz	Pa, hier: bar
ε	Verlustkennzahl	—
η	(exergetischer) Wirkungsgrad	—

κ	Nutzungsgrad	—
λ	Kapitel 3.2: Verlustbeitrag	—
λ	Kapitel 5.5: spezifische Wärmeleitfähigkeit	$\frac{W}{m \cdot K}$
Σ	Summenzeichen	

Indizes

<i>aus</i>	Auf den Austritt aus der Komponente bezogen
<i>AM</i>	Arbeitsmedium
<i>Diss</i>	Dissipation
<i>ein</i>	Auf den Eintritt in die Komponente bezogen
<i>Exp</i>	Auf die Expansionsmaschine bezogen
<i>i</i>	Laufindex
<i>ideal</i>	Bei idealer Zustandsänderung
<i>isen</i>	isentrop
<i>IWUE</i>	Auf den internen Wärmeübertrager bezogen
<i>KM</i>	Kühlmedium
<i>Komp</i>	Komponentenbezogen
<i>Korr</i>	Korrekturwert
<i>Netto</i>	Netto, Nutzen abzgl. des Aufwands
<i>mech</i>	mechanisch
<i>Pumpe</i>	Auf die Pumpe bezogen
<i>PP</i>	Pinchpoint
<i>RP</i>	Rankine-Prozess
<i>Subsystem</i>	Auf das Subsystem bezogen
<i>System</i>	Auf das Gesamtsystem bezogen

<i>Um_g</i>	Auf den Umgebungszustand bezogen
<i>W_Q</i>	Wärmequelle
<i>Ver_d</i>	Auf den Verdampfer bezogen
<i>Ver_{fl}</i>	Auf den Verflüssiger bezogen
<i>Ver_l</i>	Verlust

Abkürzungen

zPH	Zweiphasengebiet
AGR	Abgasrückführung
Al	Aluminium
DOC	Dieseloxidationskatalysator
DPF	Dieselpartikelfilter
ETC	European Transient Cycle
MPET	Multi-port extrusion tube (Strangpressprofil mit Arbeitsmediumkanälen)
nDOC	Position nach Dieseloxidationskatalysator
ORC	Organic Rankine Cycle
PPTD	Pinchpoint-Temperaturdifferenz
SCR	Selektive katalytische Reduktionsanlage
St	Stahl
WHVC	World Harmonized Vehicle Cycle

C Abbildungsverzeichnis

Abbildung 1.1: Durchschnittliche Energieanteile bei der Wandlung von Kraftstoffexergie in einem Verbrennungsmotor. Die Werte entstammen einer im Rahmen dieser Arbeit durchgeführten Referenzsimulation eines Omnibusmodells für den World Harmonized Vehicle Cycle (WHVC). Immerhin 10.1 % der eingesetzten Kraftstoffexergie (bezogen auf 20 °C Umgebungstemperatur) werden in Form von thermischer Exergie bislang ungenutzt an die Umgebung abgegeben.....	2
Abbildung 1.2: links: Fließbild eines einfachen, idealisierten Rankine-Prozesses mit internem Wärmeübertrager. Rechts: Zustände des Arbeitsmediums im T-h-Diagramm. Die Temperaturen der Wärmequelle und des Kühlmediums sind über der jeweiligen Enthalpieänderung des Arbeitsmediums aufgetragen.....	4
Abbildung 1.3: Zustände des Arbeitsmediums im T-h-Diagramm (links) und im T-s-Diagramm (rechts). Unvermeidbare Exergieverluste ergeben sich aus der Wahl der Prozessführungsgrößen. Eine Pinchpoint-Temperaturdifferenz größer als Null indiziert Exergieverluste durch nicht ideale Wärmeübertragung.....	5
Abbildung 1.4: Bilanzierung des Abwärmennutzungsprozesses. Die Bezugsgröße für den Wirkungsgrad des Rankine-Prozesses (RP) ist die tatsächliche Exergieerhöhung des Arbeitsmediums im Verdampfer.....	7
Abbildung 2.1: Schema des stationären Rankine-Prozessmodells. Neben den Parametern, die für die jeweilige Komponente zu definieren sind, sind auch der Druck und die Enthalpie des Arbeitsmediums am Eintritt in die Expansionsmaschine als Eingangsgröße vorzugeben.....	20
Abbildung 2.2: Vorgegebene (①) und im Modell berechnete Zustandspunkte und Parameter (②).....	20
Abbildung 2.3: Maximal mögliche exergetische Wirkungsgrade für die zehn betrachteten Medien in Abhängigkeit der Wärmequellentemperatur und der Verflüssigungstemperatur für das Szenario <i>Grenzpotehtial</i>	26
Abbildung 2.4: Maximale exergetische Systemwirkungsgrade für das Szenario <i>Realitätsnah, sehr gute Expansionsmaschine</i> in Abhängigkeit der Wärmequellentemperatur und der Verflüssigungstemperatur.....	27

Abbildung 2.5: Maximale exergetische Systemwirkungsgrade für das Szenario <i>Realitätsnah, gute Expansionsmaschine</i> aller betrachteten Medien in Abhängigkeit der Wärmequellentemperatur und der Verflüssigungstemperatur.....	28
Abbildung 2.6: Karte höchster exergetischer Systemwirkungsgrade für das Szenario <i>Grenzpotenzial</i> (vgl. Tabelle 2.1). Ein gefüllter Balken zeigt an, dass der Prozess des Arbeitsmediums mind. 95 % des maximal bei dieser Wärmequellen- und Verflüssigungstemperatur erreichten exergetischen Systemwirkungsgrads aufweist.....	30
Abbildung 2.7: Karte höchster exergetischer Systemwirkungsgrade das Szenario <i>Realitätsnah, sehr gute Expansionsmaschine</i> (vgl. Tabelle 2.1).....	31
Abbildung 2.8: Karte höchster exergetischer Wirkungsgrade für das Szenario <i>Realitätsnah, gute Expansionsmaschine</i> (vgl. Tabelle 2.1).....	31
Abbildung 3.1: Exergetische Systemwirkungsgrade, Nutzungsgrade und exergetischer Prozesswirkungsgrade über Druck p_4 und Enthalpie h_4 am Eintritt der Expansionsmaschine (Cyclopentan, Szenario <i>Realitätsnah, sehr gute Expansionsmaschine</i> , $T_{WQ} = 250\text{ °C}$, $T_{Verfl} = 60\text{ °C}$).....	34
Abbildung 3.2: Temperatur-Enthalpie-Diagramme der Arbeitsmedien R-1233zd(E), Cyclopentan und Ethanol. Dargestellt sind die Prozessführungen mit den höchsten exergetischen Systemwirkungsgraden für Wärmequellentemperaturen von 200, 300 und 350 °C für das Szenario <i>Realitätsnah, sehr gute Expansionsmaschine</i>	35
Abbildung 3.3: Grenztemperaturen der Lastbereiche für die Arbeitsmedien R-1233zd(E), Cyclopentan und Ethanol für das Szenario <i>Realitätsnah, sehr gute Expansionsmaschine</i>	36
Abbildung 3.4: Überhitzungstemperaturen und Drücke am Expansionsmaschineneintritt in Abhängigkeit der Wärmequelleneintrittstemperatur, die abhängig von Komponentenparameter maximale exergetischen Systemwirkungsgrade aufweisen. Es werden die minimal und maximal auftretenden Werte sowie die Mittelwerte über 448 Konfigurationen je Arbeitsmedium dargestellt.....	37
Abbildung 3.5: Exergiestrom-Darstellung eines Abwärmenutzungsprozesses. Das Verhältnis der Pfeildicken entspricht dem Verhältnis der Beträge der Exergieströme. Da die Komponenten als adiabat angenommen werden, sind hier keine Exergieverlustströme an die Umgebung eingezeichnet.....	38
Abbildung 3.6: Maximale exergetische Wirkungsgrade und Verlustbeiträge für das Szenario <i>Grenzpotential</i> für die Arbeitsmedien R-1233zd(E), Cyclopentan und Ethanol in Abhängigkeit der Wärmequellentemperatur.....	40

Abbildung 3.7: Exergetische Wirkungsgrade und Verlustbeiträge für das Szenario <i>Realitätsnah, sehr gute Expansionsmaschine</i> für die Arbeitsmedien R-1233zd(E), Cyclopentan und Ethanol in Abhängigkeit der Wärmequellentemperatur.....	41
Abbildung 3.8: Exergetische Wirkungsgrade und Verlustbeiträge für das Szenario <i>Realitätsnah, gute Expansionsmaschine</i> für die Arbeitsmedien R-1233zd(E), Cyclopentan und Ethanol in Abhängigkeit der Wärmequellentemperatur.....	42
Abbildung 3.9: Einfluss des internen Wärmeübertragers am Beispiel von Cyclopentan für das Szenario <i>Realitätsnah, sehr gute Expansionsmaschine</i>	44
Abbildung 3.10: Potential der Verbesserung durch Expansion ins Zweiphasengebiet (2PH) am Beispiel von Cyclopentan für das Szenario <i>Realitätsnah, sehr gute Expansionsmaschine</i>	45
Abbildung 3.11: Sensitivität der Komponentenverluste auf den exergetischen Systemwirkungsgrad von R-1233zd(E) für die Lastbereiche Teillast, Nennlast und Grenzlast. Dargestellt wird der relative mittlere exergetische Systemwirkungsgrad aller Studien mit gemeinsamen Parameterwert für den jeweiligen Lastbereich. Normiert ist die Abweichung auf den mittleren exergetischen Systemwirkungsgrad aller Ergebnisse für den jeweiligen Lastbereich. Je größer die Steigung, desto größer der Einfluss des Parameters. Ist die Steigung konstant, ist es der Einfluss des Parameters ebenfalls.....	46
Abbildung 3.12: Relative Änderung des exergetischen Systemwirkungsgrad von R-1233zd(E) für die angegebene Parameteränderungen in Abhängigkeit des jeweiligen Ausgangsniveaus. Eine hohe Standardabweichung weist auf hohe Quereinflüsse der Parameter hin.....	47
Abbildung 3.13: Sensitivität der Komponentenverluste auf den exergetischen Systemwirkungsgrad von Cyclopentan für die Lastbereiche Teillast, Nennlast und Grenzlast. Dargestellt wird der relative mittlere exergetische Systemwirkungsgrad aller Studien mit gemeinsamen Parameterwert für den jeweiligen Betriebsbereich. Normiert ist die Abweichung auf den mittleren exergetischen Systemwirkungsgrad aller Ergebnisse für den jeweiligen Lastbereich. Je größer die Steigung, desto größer der Einfluss des Parameters. Ist die Steigung konstant, ist es der Einfluss des Parameters ebenfalls.....	49
Abbildung 3.14: Relative Änderung des exergetischen Systemwirkungsgrad von Cyclopentan für die angegebene Parameteränderungen in Abhängigkeit des jeweiligen Ausgangsniveaus. Eine hohe Standardabweichung weist auf hohe Quereinflüsse der Parameter hin.....	50
Abbildung 3.15: Sensitivität der Komponentenverluste auf den exergetischen Systemwirkungsgrad von Ethanol für die Lastbereiche Teillast, Nennlast und Grenzlast. Dargestellt wird der relative mittlere exergetische Systemwirkungsgrad aller Studien mit	

gemeinsamen Parameterwert für den jeweiligen Lastbereich. Normiert ist die Abweichung auf den mittleren exergetischen Systemwirkungsgrad aller Ergebnisse für den jeweiligen Lastbereich. Je größer die Steigung, desto größer der Einfluss des Parameters. Ist die Steigung konstant, ist es der Einfluss des Parameters ebenfalls.....	51
Abbildung 3.16: Relative Änderung des exergetischen Systemwirkungsgrad von Ethanol für die angegebene Parameteränderungen in Abhängigkeit des jeweiligen Ausgangsniveaus. Eine hohe Standardabweichung weist auf hohe Quereinflüsse der Parameter hin.....	52
Abbildung 4.1: Abgebildete Teilsysteme und Randbedingungen des Omnibusses. Der Verdichter ist im Referenz-System rein mechanisch angetrieben. Die Darstellung zeigt bereits die gewählte konzeptionelle Integration des Rankine-Prozesses mit einem hybridisch angetriebenen Verdichter (vgl. Kapitel 4.7).....	54
Abbildung 4.2: Geschwindigkeitsprofile für den WHVC (World Harmonized Vehicle Cycle) und ETC (European Transient Cycle).....	56
Abbildung 4.3: Simulierter Abgasmassenstrom und simulierte Abgastemperaturen an verschiedenen Positionen des Abgasstrangs für den WHVC.....	57
Abbildung 4.4: Anteil der temperaturspezifischen Exergiemenge an der Gesamtexergie für den WHVC an verschiedenen Positionen im Abgasstrang.....	58
Abbildung 4.5: Vergleich der massebezogenen und exergetischen Häufigkeit am Austritt des Dieseloxydationskatalysators im WHVC.....	58
Abbildung 4.6: Vergleich der exergetischen Gewichtung der Abgastemperaturen für die Zyklen WHVC und ETC am Austritt des Dieseloxydationskatalysators. Der WHVC weist einen deutlich höheren Anteil niedrigerer Abgastemperaturen auf. 60 % der Exergie liegt bei Temperaturen unterhalb von 300 °C vor.....	59
Abbildung 4.7: Mittlere exergetische Systemwirkungsgrade der besten Arbeitsmedien für drei Szenarien nach Dieseloxydationskatalysator im WHVC. Die Werte beziehen sich jeweils auf die Gesamthöhe des Balkens.	61
Abbildung 4.8: Vergleich der über den Verflüssiger abzuführenden Wärmeenergien ausgewählter Medien in drei Szenarien nach Dieseloxydationskatalysator im WHVC. Die Werte beziehen sich jeweils auf die Gesamthöhe des Balkens. Die abzuführenden Wärmemengen sind mit sinkender Verflüssigungstemperatur nicht signifikant größer. Aufgrund der niedrigeren Temperaturdifferenz zur Umgebung sind aber überproportional steigende Wärmeübertragerflächen zu berücksichtigen.....	62
Abbildung 4.9: Mittlere exergetische Systemwirkungsgrade über die Zyklen WHVC und ETC bei optimierter Prozessführung in die Expansionsmaschine für einen Rankine-Prozess mit Cyclopentan im Szenario <i>Realitätsnah, sehr gute Expansionsmaschine</i> , bezogen auf	

Verflüssigungstemperaturen von 80 °C (Ethanol), 60 °C (Cyclopentan) und 40 °C (R-1233zd(E)).	63
Abbildung 4.10: Massen- und Volumenströme sowie Phasenanteile im Abgaswärmeübertrager für einen Rankine-Prozess mit R-1233zd(E) im Szenario <i>Realitätsnah, sehr gute Expansionsmaschine</i> über die Abgastemperatur im WHVC.	64
Abbildung 4.11: Massen- und Volumenströme sowie Phasenanteile im Abgaswärmeübertrager für einen Rankine-Prozess mit Cyclopentan im Szenario <i>Realitätsnah, sehr gute Expansionsmaschine</i> über die Abgastemperatur im WHVC.	65
Abbildung 4.12: Massen- und Volumenströme sowie Phasenanteile im Abgaswärmeübertrager für einen Rankine-Prozess mit Ethanol im Szenario <i>Realitätsnah, sehr gute Expansionsmaschine</i> über die Abgastemperatur im WHVC.	66
Abbildung 4.13: Soll-Wärmeströme im Verflüssiger über die Fahrzeuggeschwindigkeit für drei Arbeitsmedien im Szenario <i>Realitätsnah, sehr gute Expansionsmaschine</i> .	67
Abbildung 4.14: Mittlere exergetische Systemwirkungsgrade für konstante Betriebspunkte in den Zyklen WHVC und ETC (Cyclopentan, Szenario <i>Realitätsnah, sehr gute Expansionsmaschine</i> , $T_{\text{Verfl}} = 60 \text{ °C}$). Die Eintrittszustände des jeweiligen Maximums unterscheiden sich deutlich und würden für den jeweils anderen Zyklus bei gleichen Prozessparametern zu einer Einbuße von 2 bis 3 Prozentpunkten führen.	68
Abbildung 4.15: Potential der kontinuierlich optimierten Prozessführung gegenüber einem konstanten Betriebspunkt, der über den gesamten WHVC gemittelt den höchsten exergetischen Systemwirkungsgrad aufweist (Cyclopentan, Szenario <i>Realitätsnah, sehr gute Expansionsmaschine</i> , $T_{\text{Verfl}} = 60 \text{ °C}$).	69
Abbildung 4.16: Vergleich von Massen- und Volumenströmen sowie Phasenanteilen im Verdampfer für die optimierte Prozessführung (<i>Opt-Strg</i>), einer für den Teillastbetrieb (<i>Fix-Niedriglast</i>) und einer für den Hochlastbetrieb (<i>Fix-Hochlast</i>) optimierten Betriebsstrategie (WHVC, Cyclopentan, Szenario <i>Realitätsnah, sehr gute Expansionsmaschine</i> , $T_{\text{Verfl}} = 60 \text{ °C}$).	70
Abbildung 5.1: Schema und Parameterbezeichnungen für den modellierten Abgaswärmeübertrager. Der Verdampfer setzt sich aus acht seriellen Kanalplatten-Wärmeübertragern zusammen. Die arbeitsmediumseitige Strömungsquerschnittsfläche kann an einer Stelle vergrößert werden, um die Druckverluste aufgrund der sinkenden Dichte bei der Verdampfung des Arbeitsmediums zu verringern.	74
Abbildung 5.2: Schema des Regelungskonzepts. Die Sollwerte für p_4 , h_4 werden anhand des in Kapitel 2.1 beschriebenen Modells kontinuierlich unter Berücksichtigung des aktuellen Systemzustands berechnet. Das Modell liefert außerdem Stellgrößen für die	

Expansionsmaschinen- und Pumpendrehzahlen, die zur Vorsteuerung verwendet werden.....	75
Abbildung 5.3: Stellgrößen, Soll- und Istwerte der Regelgrößen im Verlauf einer transienten Simulation des Kreisprozesses mit Regelungskonzepts am Beispiel des WHVC. Die Regeldifferenz bei der Enthalpie h_4 ist bedingt durch die Dynamik des Abgasenthalpiestroms und die Länge der Fluidstrecke zwischen Stellglied und Messstelle.	77
Abbildung 5.4: Wärmeübertragercharakteristik im Teil- und Nennlastbetrieb.....	81
Abbildung 5.5: Lamelleneffizienz und spezifische effektive Lamellenfläche in Abhängigkeit von Werkstoff, Lamellenstärke und –höhe. Je stärker die Lamelle, desto höher ist zwar die Effizienz der Lamelle, desto geringer aber die massenbezogene effektive Lamellenfläche. Die höhere Wärmeleitfähigkeit von Aluminium gegenüber Edelstahl (hier 190 W/m/K vgl. 15 W/m/K) wirkt sich durch deutlich bessere Effizienzen und massenbezogene effektive Lamellenflächen aus.	84
Abbildung 5.6: Mittlerer, normierter exergetischer Wirkungsgrad, Masse und Pinchpoint-Temperaturdifferenz für optimierte Wärmeübertragerdesigns mit Aluminium, Stahl und einer hybriden Konstruktion aus Aluminium und Stahl. Aluminium weist aufgrund der hohen Wärmeleitfähigkeit die höchsten exergetischen Wirkungsgrade auf.	85
Abbildung 5.7: Mittlerer, normierter exergetischer Systemwirkungsgrad, durchschnittliche arbeitsmedium- und abgasseitige Druckverluste für optimierte Wärmeübertragerdesigns aus Aluminium. Eine Erhöhung der Plattenanzahl und der damit einhergehenden Verringerung des Flächenverhältnisses von Abgas- zu Arbeitsmediumseite zahlt sich nicht aus.	86
Abbildung 5.8: Normierte, mittlere exergetische Wirkungsgrade, mittlere Druckverluste arbeitsmediumseitig und Pinchpoint-Temperaturdifferenzen für Wärmeübertrager mit und ohne Verengung des Strömungskanals im Vorwärmteil (hier Alu/St 50-50).	87
Abbildung 5.9: Nutzen der Verengung des Strömungskanals im Vorwärmteil des Wärmeübertragers (hier Alu/St 50-50).	88
Abbildung 5.10: Einfluss der Position der Strömungskanalveränderung auf den mittleren, normierten exergetischen Wirkungsgrad und den mittleren Druckverlust auf Arbeitsmediumseite sowie die Wärmeübergangskoeffizienten über die Wärmeübertragerlänge.	89
Abbildung 6.1: Vergleich von Motordrehmoment und Abgastemperatur nach Dieseloxydationskatalysator im Fahrzyklus WHVC mit und ohne Rankine-Prozess. Die	

Motorlast verringert sich im Schnitt um 9,7 %, wodurch die Abgastemperatur um bis zu 20,2 K sinkt. Die Rekuperationsleistung liegt bei bis zu 11,4 kW	92
Abbildung 6.2: Kraftstoffverbrauchsenkungspotentiale der Rankine-Prozess-Betriebsstrategien für die drei betrachteten Fahrprofile.....	93
Abbildung 6.3: Kumulierte Abgasexergien und mittlere Verlustanteile der Rankine-Prozess-Betriebsstrategien für die drei betrachteten Fahrprofile.....	94
Abbildung 6.4: Vergleich von Kraftstoffenergie und deren Wandlungsanteile für einen Omnibus ohne und mit Rankine-Prozess bei optimierter Prozessführung.	96
Abbildung E.1: Maximal mögliche exergetische Wirkungsgrade für die zehn betrachteten Medien in Abhängigkeit der Wärmequellentemperatur und der Verflüssigungstemperatur für das Szenario <i>Grenzpotential</i>	120
Abbildung E.2: Maximale exergetische Systemwirkungsgrade für das Szenario <i>Realitätsnah, sehr gute Expansionsmaschine</i> in Abhängigkeit der Wärmequellentemperatur und der Verflüssigungstemperatur.....	121
Abbildung E.3: Maximale exergetische Systemwirkungsgrade für das Szenario <i>Realitätsnah, sehr gute Expansionsmaschine</i> aller betrachteten Medien in Abhängigkeit der Wärmequellentemperatur und der Verflüssigungstemperatur.....	122
Abbildung G.1: Exergetische Häufigkeit der Abgastemperaturen an verschiedenen Positionen des Abgasstrangs für den WHVC und den ETC.....	124
Abbildung G.2: Grenzpotential abgastemperaturabhängig optimierter Prozessführungsgrößen gegenüber einem festen, über den WHVC und der jeweiligen Konfiguration optimierten Prozessführung.	125
Abbildung G.3: Grenzpotential abgastemperaturabhängig optimierter Prozessführungsgrößen gegenüber einem festen, über den ETC und der jeweiligen Konfiguration optimierten Prozessführung.	126

D Tabellenverzeichnis

Tabelle 2.1: Szenarien für die stationäre Bewertung der Rankine-Prozesse	24
Tabelle 3.1: Variierte Komponentenparameter.....	33
Tabelle 4.1: Prozessführungsgrößen für konstante Prozessführungen	69
Tabelle 5.1: Parametervariationen für die Bewertung des Wärmeübertragers.....	79
Tabelle F.1: Liste bewerteter Arbeitsmedien und Ausschlusskriterien.....	123

E Exergetische Systemwirkungsgrade

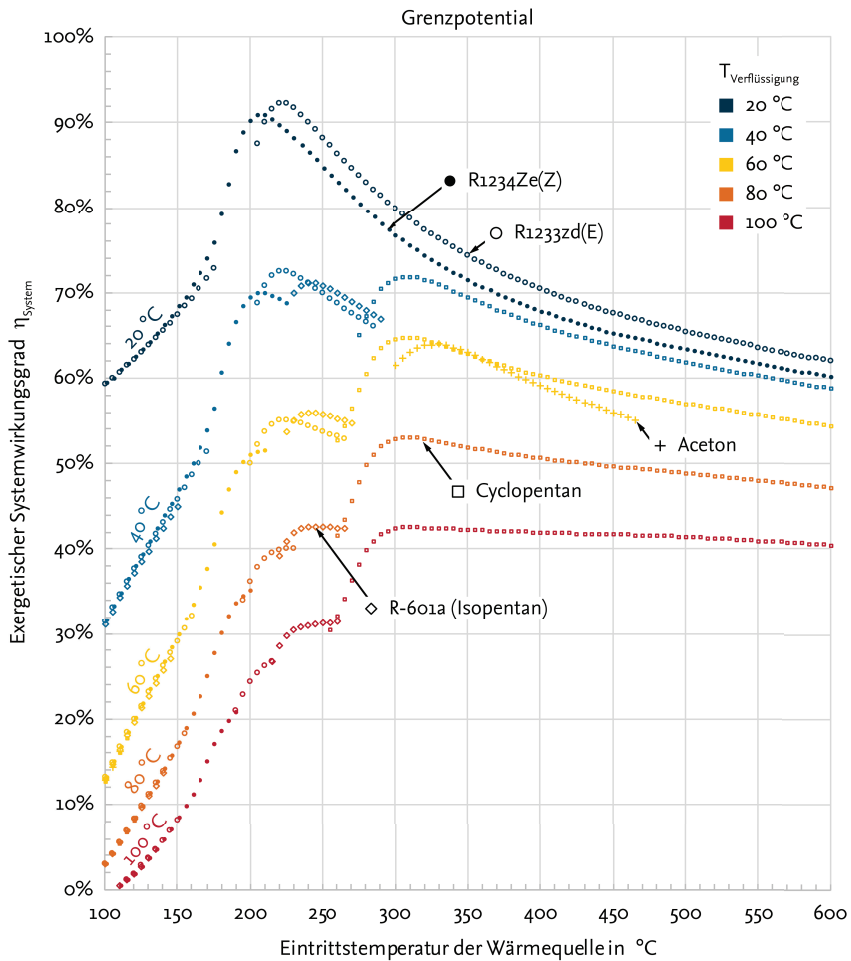


Abbildung E.1: Maximal mögliche exergetische Wirkungsgrade für die zehn betrachteten Medien in Abhängigkeit der Wärmequellentemperatur und der Verflüssigungstemperatur für das Szenario *Grenzpotential*.

Realitätsnah, sehr gute Expansionsmaschine

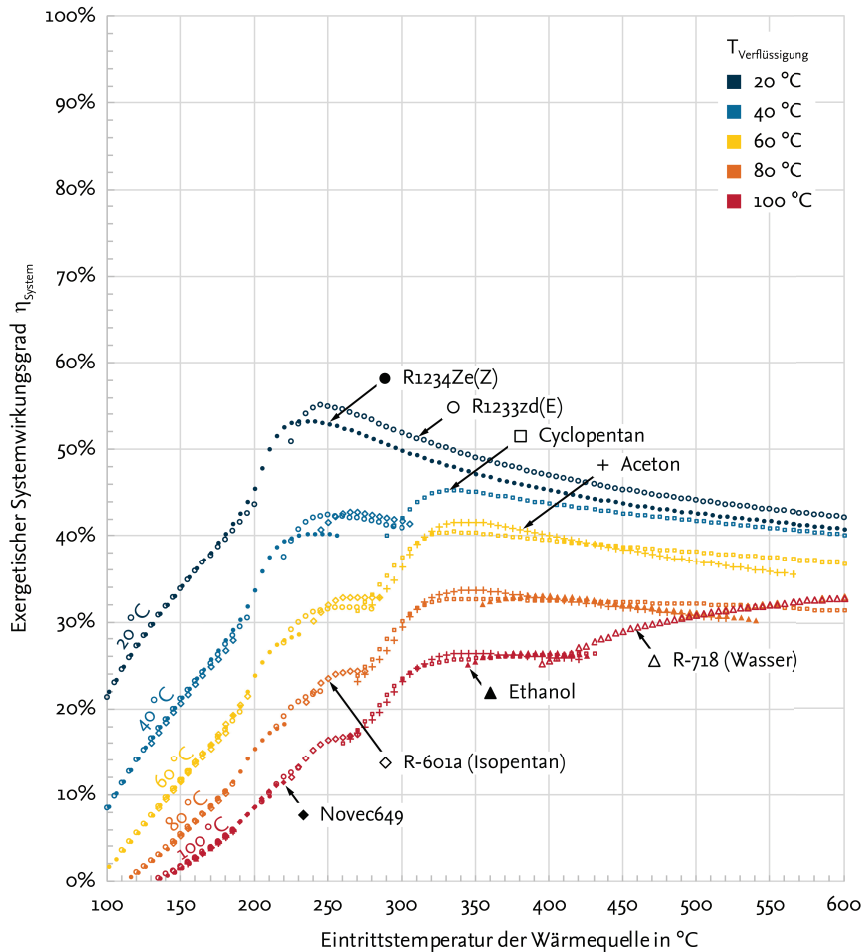


Abbildung E.2: Maximale exergetische Systemwirkungsgrade für das Szenario *Realitätsnah, sehr gute Expansionsmaschine* in Abhängigkeit der Wärmequellentemperatur und der Verflüssigungstemperatur.

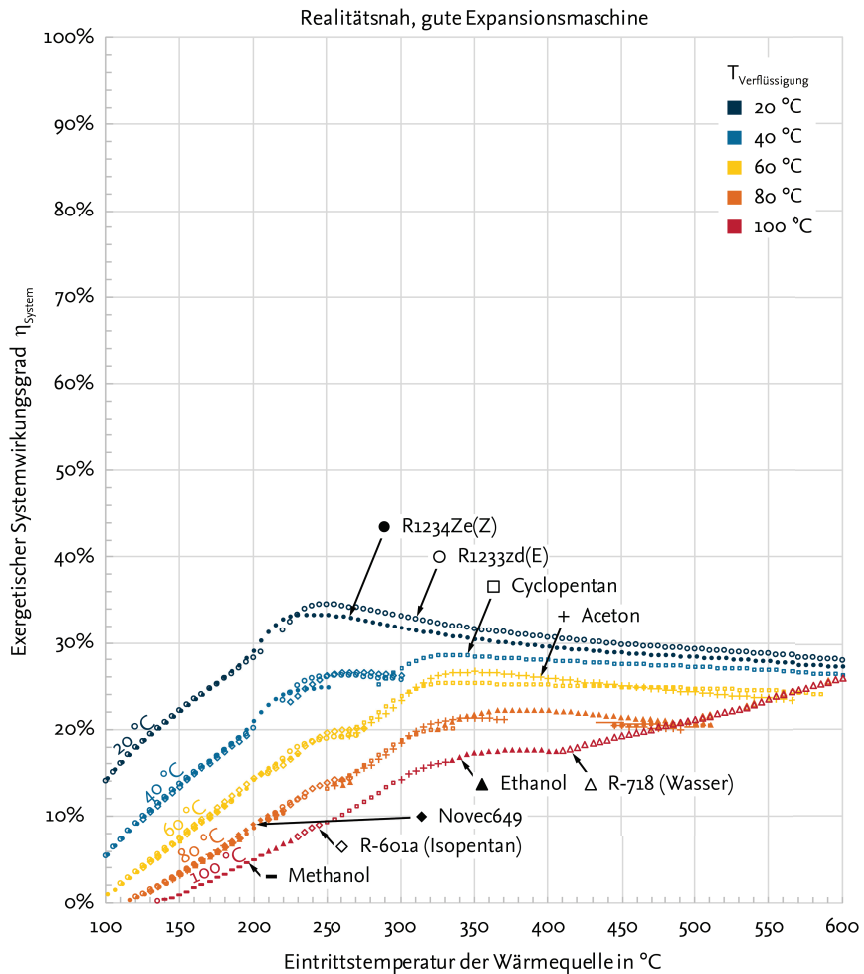


Abbildung E.3: Maximale exergetische Systemwirkungsgrade für das Szenario *Realitätsnah, sehr gute Expansionsmaschine* aller betrachteten Medien in Abhängigkeit der Wärmequellentemperatur und der Verflüssigungstemperatur.

F Bewertete Arbeitsmedien

Tabelle F.1: Liste bewerteter Arbeitsmedien und Ausschlusskriterien

Medium	Ausschließende Eigenschaft	Medium	Ausschließende Eigenschaft
Ethanol	-	R-245fa	GWP
Toluol	Potential, Toxizität	R-134a	GWP
R-717 (Ammoniak)	Toxizität	R-1234ze(Z)	
R-718 (Wasser)	-	R-1234ze(E)	Potential
MM	Potential	R-236ea	GWP
MDM	Potential	Novec649	
MD2M	Potential	M-Xylene	Schmelztemperatur
MD3M	Potential	P-Xylene	Schmelztemperatur
R-290 (Propane)	Potential	SES36	
R-601a (Isopentan)	-	Cyclopentan	
R-600a (Isobutan)	Potential	Cyclohexan	Zündtemperatur
R-E170 (DME)	Zündtemperatur	Dieethylether	Zündtemperatur
R-600 (Butan)	Potential	Aceton	
Methanol	-	Isohexan	Schmelztemperatur
Benzol	Toxizität	R-1233zd(E)	
Ethylbenzol		n-Hexan	Zündtemperatur

G Schätzung des Potentialverlusts durch invariable Prozessführung für R-1233zd(E), Cyclopentan und Ethanol im WHVC und ETC

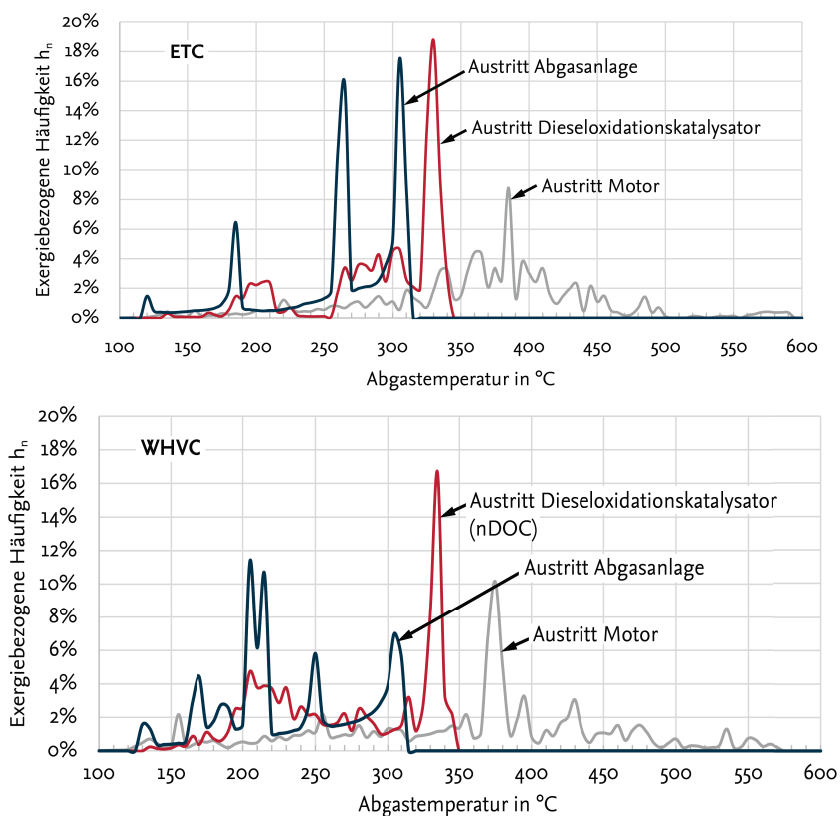
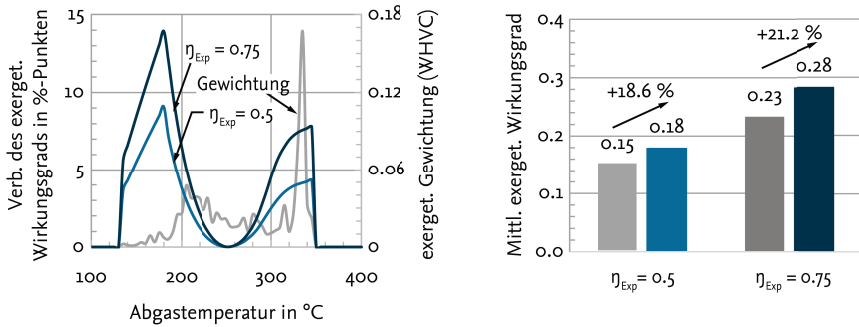
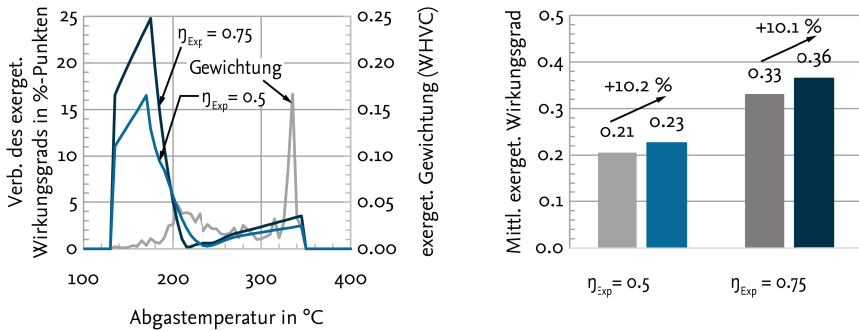


Abbildung G.1: Exergetische Häufigkeit der Abgastemperaturen an verschiedenen Positionen des Abgasstrangs für den WHVC und den ETC.

Vorteil der Betriebspunktanpassung im WHVC, Cyclopentan, $T_{\text{Verfl}} = 60^\circ\text{C}$



Vorteil der Betriebspunktanpassung im WHVC, R-1233zd(E), $T_{\text{Verfl}} = 40^\circ\text{C}$



Vorteil der Betriebspunktanpassung im WHVC, Ethanol, $T_{\text{Verfl}} = 80^\circ\text{C}$

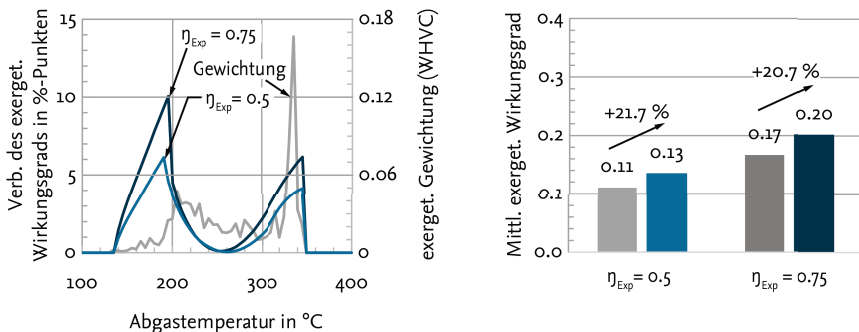
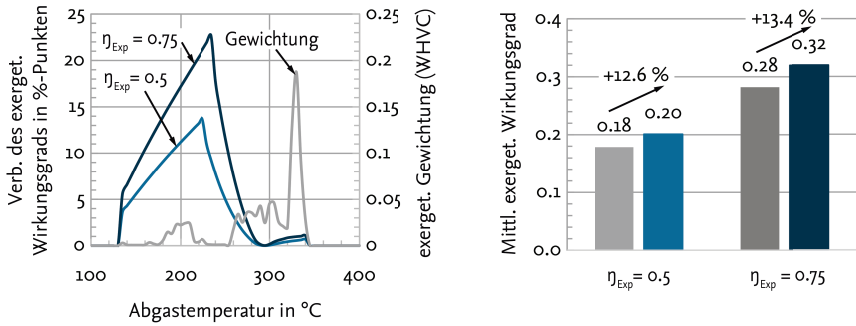
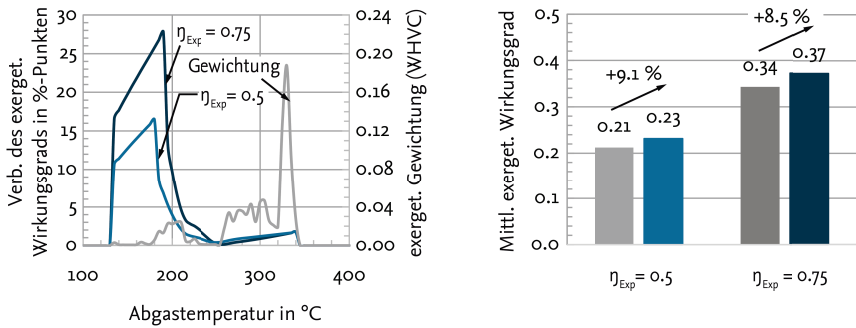


Abbildung G.2: Grenzpotential abgastemperaturabhängig optimierter Prozessführungsgrößen gegenüber einem festen, über den WHVC und der jeweiligen Konfiguration optimierten Prozessführung.

Vorteil der Betriebspunktanpassung im ETC, Cyclopentan, $T_{\text{Verfl}} = 60\text{ °C}$



Vorteil der Betriebspunktanpassung im ETC, R-1233zd(E), $T_{\text{Verfl}} = 40\text{ °C}$



Vorteil der Betriebspunktanpassung im ETC, Ethanol, $T_{\text{Verfl}} = 80\text{ °C}$

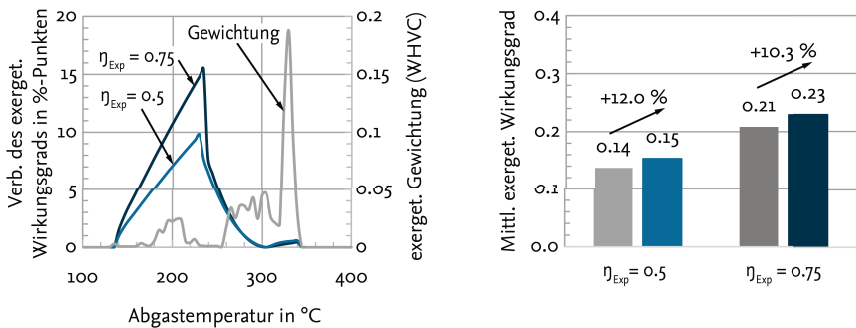


Abbildung G.3: Grenzpotential abgastemperaturabhängig optimierter Prozessführungsgrößen gegenüber einem festen, über den ETC und der jeweiligen Konfiguration optimierten Prozessführung.